

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Tepelné čerpadlo pro bytový dům

Heat Pump for Residential Building

Student:

Bc. Michal Havlíček

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Michal Havlíček**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: Tepelné čerpadlo pro bytový dům
Heat Pump for Residential Building
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekt rekonstrukce systému vytápění a přípravy teplé vody v bytovém domě s využitím tepelného čerpadla. Při návrhu vycházejte z konkrétních klimatických poměrů v dané lokalitě.

Diplomová práce bude obsahovat:

1. Výpočet sezónní potřeby tepla pro vytápění a přípravu teplé vody.
2. Kapacitní a bilanční výpočty. Projekt rozvodů a zapojení do stávajícího systému.
3. Stanovení environmentálního přínosu projektu a ekonomické vyhodnocení.
4. Grafické práce: Schéma systému vytápění a přípravy teplé vody. Dispoziční uspořádání v rámci objektu.

Seznam doporučené odborné literatury:

KAMINSKÝ, J.; VRTEK, M. *Obnovitelné zdroje energie*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1998. 102 s. ISBN 80-7078-445-8.

NOVÝ, R. a kol. *Technika prostředí*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. 267 s. ISBN 80-01-03492-5.

DVOŘÁK, Z.; KLAZAR, L.; PETRÁK, J. *Tepelná čerpadla*. Vyd. 1. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1987. 339 s.

PETRÁK, J.; PETRÁK, M. *Tepelná čerpadla*. Praha: ČVUT Praha, 2004. 245 s. ISBN 80-01-03126-8.

MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. *Fundamental of Engineering Thermodynamics*. 2. vyd. New York: John Wiley & Sons Inc., 1992. 844 s. ISBN 0470030372.

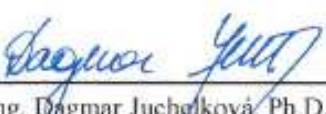
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Mojmir Vrtek, Ph.D.**

Datum zadání: 31.10.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016




prof. Ing. Dagmar Juchoňková, Ph.D.
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 30. 4. 2016

Michal Hynčič
podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.

- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská -Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).


- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB -TUO.

- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského práva.

- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB - TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

- беру на вѣдомі, же оdevздáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 30. 4. 2016


podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Michal Havlíček

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Provaznická 1101/92
Ostrava, 700 30

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Bc. Havlíček, M. Tepelné čerpadlo pro bytový dům: diplomová práce.

Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2016, 74 s., vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Vrtek, M. Ph.D.

Diplomová práce se zabývá zpracováním projektové dokumentace instalace zdroje tepla s tepelným čerpadlem pro bytový dům. Navrhovaný nový zdroj tepla nahradí stávající systém centrálního zásobení teplem. Jedná se o modelový příklad, na kterém je demonstrován rozsah investice a ekonomický případně environmentální přínos realizace daného návrhu. Účelem práce je objektivně zhodnotit výhody a nevýhody nahrazení dálkového tepla vlastním zdrojem s tepelným čerpadlem. Po výběru vhodného objektu tedy byl vypracován projekt vytápění a zdravotechiky v rozsahu realizace úpravy zdroje tepla; bylo navrženo nové zařízení strojovny zajišťující základní potřeby daného objektu – vytápění a přípravu teplé vody. Druhá část práce se zabývá ekonomickými a ekologickými hledisky návrhu a srovnává nový zdroj tepla s původním stavem.

ANOTATION OF THE GRADUATION THESIS

Bc. Havlíček, M. Heat Pump for Residential Building: graduation thesis.

Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energetic, 2016, 74 pages, graduation thesis supervisor: doc. Ing. Vrtek, M. Ph.D.

The graduation thesis inquires into elaborating the project documentation of installation of a heat source incl. a heat pump for the residential building. Current system of the Central Heat Supply will be replaced with this new designed heat source. It is a test case, which serves to demonstrate the extent of the investment, and economical eventually environmental benefits of implementation of given design. This paper's purpose is to evaluate advantages and disadvantages of the replacement of Central Heat Supply with an independent heat source with a heat pump, in the most objective way possible. Following the selection of the convenient residential building, the heating and sanitary design in the extent for realization modification the heat source was worked up; design included the equipment of the new machinery room providing the building with its most fundamental requirements – heating and hot water supply. The second part of the thesis concerns with economical and environmental aspects of the design, and compares the new proposed heat source with the existing one.

OBSAH	STR.
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A ZNAČEK	8
ÚVOD	11
1 PROJEKT ÚPRAVY ZDROJE TEPLA V BYTOVÉM DOMĚ	12
1.1 VÝBĚR OBJEKTU	12
<u>1.1.1 Popis stávajícího stavu</u>	12
<u>1.1.2 Popis navrhovaného stavu</u>	14
1.2 VÝPOČET TEPELNÉHO VÝKONU	14
<u>1.2.1 Tepelná ztráta prostupem</u>	14
<u>1.2.2 Tepelná ztráta nuceným větráním</u>	14
<u>1.2.3 Vyhodnocení výpočtu</u>	15
<u>1.2.4 Topná sezóna</u>	15
<u>1.2.5 Příprava teplé vody</u>	16
<u>1.2.6 Cirkulace teplé vody</u>	18
1.3 TEPELNÉ ČERPADLO VZDUCH/VODA	19
<u>1.3.1 Princip tepelného čerpadla</u>	19
<u>1.3.2 Rozdělení tepelných čerpadel</u>	20
<u>1.3.3 Popis hlavních typů</u>	21
<u>1.3.4 Topný faktor</u>	23
<u>1.3.5 Bod bivalence</u>	25
<u>1.3.6 Režim odmrazování</u>	25
<u>1.3.7 Výběr konkrétního zdroje tepla</u>	27
<u>1.3.8 Charakteristika vybraného tepelného čerpadla</u>	28
1.4 PŘÍSLUŠENSTVÍ ZDROJE TEPLA	29
<u>1.4.1 Bivalentní zdroj</u>	29
<u>1.4.2 Akumulační nádoba</u>	30
<u>1.4.3 Nepřímotopné zásobníky teplé vody</u>	31
<u>1.4.4 Zabezpečovací zařízení</u>	32
<u>1.4.5 Rozvodné potrubí</u>	34
<u>1.4.6 Topné okruhy</u>	35
<u>1.4.7 Vnitřní vodovod</u>	36
<u>a) Obecně</u>	36
<u>b) Dimenze rozvodů teplé a studené vody, a cirkulace</u>	37
<u>c) Dimenzování oběhového čerpadla pro rozvod cirkulace</u>	40
<u>d) Hydrotechnický výpočet kapacity stávající</u>	
<u>přípojky studené vody</u>	41
<u>1.4.8 Vnitřní splašková kanalizace</u>	42
<u>1.4.9 Elektroinstalace, automatická regulace</u>	43
1.5 ZÁVĚR	45
1.6 SEZNAM PŘÍLOH K 1. ČÁSTI	46

2 EKONOMICKÉ A ENVIRONMENTÁLNÍ VYHODNOCENÍ	47
2.1 CHARAKTERISTIKA PROVOZNÍHO ROKU	47
<u>2.1.1 Délka topné sezóny</u>	47
<u>2.1.2 Průměrné roční teploty</u>	48
<u>2.1.3 Průměrný roční COP</u>	48
<u>2.1.4 Četnost mezních teplot</u>	49
2.2 VÝPOČET SPOTŘEBY TEPLA	49
<u>2.2.1 Výpočet spotřeby tepla pro vytápění</u>	50
<u>2.2.2 Výpočet spotřeby tepla pro přípravu teplé vody a cirkulaci</u>	50
a) <u>Spotřeba tepla cirkulací teplé vody</u>	50
b) <u>Spotřeba tepla pro přípravu teplé vody</u>	52
<u>2.2.3 Vyhodnocení výpočtů</u>	53
2.3 VÝPOČET SPOTŘEBY DODANÉ ENERGIE	53
<u>2.3.1 Množství spotřebované el. energie pro vytápění</u>	53
<u>2.3.2 Množství spotřebované el. energie pro</u> <u>přípravu teplé vody a cirkulaci</u>	55
<u>2.3.3 Teoretická úprava provozu tepelného čerpadla</u>	56
<u>2.3.4 Vyhodnocení výpočtů</u>	57
2.4 ANALÝZA EKONOMICKÉ VÝHODNOTSTI ZŘÍZENÍ VLASTNÍHO ZDROJE TEPLA	57
<u>2.4.1 Vyčíslení stávajících provozních nákladů</u>	57
<u>2.4.2 Vyčíslení provozních nákladů navrhovaného zdroje tepla</u>	58
<u>2.4.3 Roční úspora a prostá návratnost</u>	61
<u>2.4.4 Posouzení metodou čisté současné hodnoty a</u> <u>vnitřního výnosového procenta</u>	61
<u>2.4.5 Vyhodnocení výpočtů</u>	64
2.5 REÁLNÁ CENA TEPLA Z TEPELNÉHO ČERPADLA	64
<u>2.5.1 Položky promítající se do ceny tepla z vlastního zdroje</u>	64
<u>2.5.2 Výpočet jednotkové ceny tepla z vlastního zdroje</u>	64
<u>2.5.3 Vyhodnocení výpočtu</u>	65
2.6 ENVIRONMENTÁLNÍ VYHODNOCENÍ	67
<u>2.6.1 Výpočet emisí</u>	67
<u>2.6.2 Vyhodnocení výpočtu</u>	68
2.7 ZÁVĚR	69
2.8 SEZNAM PŘÍLOH K 2. ČÁSTI	69
ZÁVĚR	70
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	71
SEZNAM TABULEK	72
SEZNAM GRAFŮ	74
PŘÍLOHY	

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A ZNAČEK

ZNAČKA	NÁZEV, POPIS POUŽITÉ ZKRATKY	JEDNOTKA
B _r	Bezpečnostní rezerva pro dimenzování oběhového čerpadla	[-]
BD	Bytový dům	
C	Cirkulace teplé vody	
CF	Peněžní toky	[Kč]
COP	Topný faktor	[-]
COP _{SK}	Skutečný topný faktor	[-]
COP _{TEOR}	Teoretický topný faktor	[-]
COP _{TEOR,TS}	Teoretický topný faktor během topné sezóny	[-]
CT _{TČ}	Cena tepla vyrobeného zdroje s TČ	[Kč/GJ]
CZT	Centrální zásobování teplem	
DN	Jmenovitá světlost	
E _{CELK}	Celková úspora za sledované období	[Kč]
E _{CZT,ROK}	Roční provozní náklady za teplo pro stávající stav	[Kč/rok]
E _{TČ,ROK}	Roční provozní náklady nového zdroje tepla s TČ	[Kč/rok]
E _{Ú,ROK}	Roční úspora nákladů	[Kč/rok]
EN	Expanzní nádoba	
H	Dopravní výška čerpadla	[m]
I	Proud	[A]
IN	Investiční náklady	[Kč]
IRR	Vnitřní výnosové procento	[-]
LU	Výtoková jednotka pro výtokové armatury	
MaR	Měření a regulace	
NPV	Čistá současná hodnota	[Kč]
P _{CELK,TV+V}	Celkový příkon zdroje tepla pro přípravu teplé vody a cirkulaci	[MW _{he}]
P _{CELK,ÚT}	Celkový příkon zdroje tepla pro vytápění	[MW _{he}]
P _{TČ}	Příkon tepelného čerpadla	[kW _{he}]
P _{TV+C, BIV}	Příkon bivalentního zdroje pro přípravu teplé vody a cirkulace	[kW _{he}]
P _{TV+C, TČ}	Příkon tepelného čerpadla pro přípravu teplé vody a cirkulace	[kW _{he}]
P _{ÚT,BIV}	Příkon bivalentního zdroje při vytápění	[kW _{he}]
P _{ÚT,BIV,TS}	Příkon bivalentního zdroje při vytápění za topnou sezónu	[MW _{he}]
P _{ÚT, TČ}	Příkon tepelného čerpadla při vytápění	[kW _{he}]
P _{ÚT, TČ,TS}	Příkon tepelného čerpadla při vytápění za topnou sezónu	[MW _{he}]
P _{ZT}	Celkový příkon zdroje tepla	[kW _{he}]
Q	Teplo (obecně)	[J]
Q ₁	Výkon předaný otopnými tělesy	[kW]
Q ₂	Výkon předaný topnou vodou	[kW]
Q _A	Jmenovitý výtok	[l/s]
Q _{BD}	Celková roční spotřeba tepla BD	[MWh]; [GJ]
Q _{BD,CZT}	Celková roční spotřeba tepla BD za stávajícího stavu	[MWh]; [GJ]
Q _c	Množství tepla spotřebovaného cirkulací teplé vody	[GJ/m ³]
Q _{C, DEN}	Množství spotřebovaného tepla cirkulací teplé vody projeden den	
Q _{C,ROK}	Roční množství tepla spotřebovaného cirkulací teplé vody	[MWh]; [GJ]
Q _{CELK.}	Celkový (ÚT+TV+C) tepelný výkon bytového domu	[kW]
Q _{JM}	Jmenovitý výkon zdroje tepla	[kW]
Q _{o,TV}	Okamžitý výkon pro přípravu teplé vody	[kW]
Q _{o,cirk}	Okamžitý výkon pro pokrytí ztrát cirkulace teplé vody	[kW]
Q _P	Průtok potrubím	[l/s]
Q _{PC}	Výpočtový průtok v rozvodu cirkulace	[l/s]
Q _{P,SV}	Průtok studené vody potrubím	[l/s]
Q _{P,TV}	Průtok teplé vody potrubím	[l/s]

ZNAČKA	NÁZEV, POPIS POUŽITÉ ZKRATKY	JEDNOTKA
Q_{ROZDIL}	Rozdíl v množství tepla spotřebovaného před a po realizaci navrhované úpravy zdroje tepla	[GJ/rok]
$Q_{S,UT}$	Spotřeba tepla pro vytápění	[MWh]; [GJ]
$Q_{S,UT,ROK}$	Roční spotřeba tepla pro vytápění	[MWh]; [GJ]
$Q_{TČ}$	Okamžitý výkon tepelného čerpadla	[kW]
Q_{TV}	Množství tepla pro přípravu teplé vody	[MWh]; [GJ]
$Q_{TV,1hodina}$	Množství tepla spotřebované pro přípravu TV v 1. hodině v roce	[kWh]
$Q_{TV,DEN}$	Množství spotřebovaného tepla pro přípravu teplé vody pro 1den	[kWh]
$Q_{TV,ROK}$	Roční množství spotřebovaného tepla pro přípravu teplé vody	[MWh]; [GJ]
$Q_{TV+C,TČ}$	Výkon pro přípravu teplé vody a cirkulace dodaný TČ	[kW]
Q_{UT}	Maximální tepelný výkon pro vytápění objektu	[W]
$Q_{UT,BIV}$	Výkon bivalentního zdroje pro vytápění	[kW]
$Q_{UT,TČ}$	Výkon tepelného čerpadla k dispozici pro vytápění	[kW]
R	Délková tlaková ztráta třením	[kPa]
ROR_s	Reálná návratnost investice	[počet let]
ROR_T	Prostá návratnost investice	[počet let]
S	Plocha (teplosměnná, průtočná plocha...)	[m ²]
$TČ$	Tepelné čerpadlo	
TV	Teplá voda	
U	Napětí	[V]
$U(k)$	Součinitel prostupu tepla	[W/(m ² *K)]
U_N	Požadované hodnoty součinitele prostupu tepla	[W/(m ² *K)]
$ÚT$	Ústřední vytápění	
V_{AKU}	Velikost – objem – akumulční nádoby	[l]
V_e	Objem expanzní nádoby	[m ³]
$V_{TV,DEN}$	Množství teplé vody spotřebované během jednoho dne	[l]
$V_{TV,ROK}$	Roční množství teplé vody spotřebované	[l]
V_v	Objem vody v soustavě	[m ³]
W_k	Energie využitá pro práci kompresoru	[J]
W_o	Energie dodaná z nízkopotenciálního zdroje – z okolí	[J]
W_t	Energie ve formě tepla předaná médiu v kondenzátoru TČ	[J]
c_p	Měrná tepelná kapacita	[J/(kg*K)]
$č.$	Číslo	
d_i	Vnitřní průměr trubky	[m]
g	Tíhové zrychlení	[m/s ²]
l	Délka potrubí	[m]
m	Hmotnost	[kg]
\dot{m}	Hmotnostní tok	[kg/s]
\dot{m}_{JM}	Jmenovitý průtok topné vody v okruhu	[kg/s]
\dot{m}_{TV}	aktuální množství spotřebované teplé vody	[kg]
n_p	Počet posuzovaných úseků potrubí	[-]
n	Počet kusů	[-]
p_{dov}	Maximální provozní tlak soustavy	[bar]
p_{min}	Minimální požadovaný tlak v kotelně	[bar]
Δp	Tlaková ztráta, tlakový rozdíl	[Pa]
Δp_{rf}	Tlaková ztráta vlivem tření a místních odporů	[kPa]
Δp_{Ap}	Tlaková ztráta zařízení napojeného na rozvod cirkulace	[kPa]
q_T	Délková tepelná ztráta potrubí	[W/m]
q_c	Celková tepelná ztráta rozvodu	[W]
r	Diskontní sazba	[-]
$str.$	strana	
t	Teplota	[°C]
t_{BB}	Teplota vzduchu pro bod bivalence	[°C]
t_e	Venkovní (navrhová) výpočtová teplota	[°C]
$t_{E,S1}$	Průměrná denní teplota	[°C]
$t_{E,S2}$	Průměrná denní teplota (aritmetický průměr)	[°C]
t_i	Vnitřní výpočtová teplota	[°C]
t_{MAX}	Maximální teplota na výstupu z tepelného čerpadla	[°C]

ZNAČKA	NÁZEV, POPIS POUŽITÉ ZKRATKY	JEDNOTKA
t_o	Teplota okolního vzduchu	[°C]
t_P	Teplota přívodu topné vody	[°C]
t_p	Střední teplota teplé vody v rozvodu	[°C]
$t_{stř}$	Střední teplota	[°C]
t_{sv}	Teplota studené vody vcházející do bojleru	[°C]
$t_{sv,s}$	Průměrná teplota studené vody	[°C]
t_{tv}	Teplota teplé vody vycházející z bojleru	[°C]
t_z	Teplota zpátečky topné vody	[°C]
Δt	Rozdíl teplot	[K]
v	Rychlosti proudění v potrubí	[m/s]
Δv	Poměrné zvětšení objemu vody	[-]
ξ	Součinitel místního odporu	[-]
λ	Součinitel tření	[-]
ρ	Měrná hmotnost (hustota)	[kg/m ³]

ÚVOD

Ve všech oblastech našeho života se v současné době setkáváme se zuřivou bitvou, bitvou o zákazníky. Firmy se předhánějí, obchodní ovzduší houstne. Není výjimkou výskyt nepravdivých tvrzení či podvodných praktik, mnohdy ani závazná smluvní dohoda není zárukou kýženého výsledku. Jinak tomu není ani v našem oboru; v oboru naprosto zásadním pro lidský život. Tuto skutečnost vnímám velmi silně; hlavně pak boj mezi výrobcí tepelných čerpadel a dodavateli tepla z tepláren.

Příčina tohoto boje je zřejmá. Dodavatelé dálkového tepla cítí, že s masivním snižováním energetické náročnosti, s nímž jde ruku v ruce také snižování množství odebíraného tepla, není možné při současných cenách tepla pokrýt náklady na provoz vlastního zařízení a zároveň prosperovat. Cena tepla se tedy zvyšuje. Na druhou stranu, instalace tepelného čerpadla je vhodná až po splnění základního kritéria – snížení energetické náročnosti budovy tj. její kompletní revitalizace vč. zateplení, výměny oken a tak dále. Hezká symetrie.

A uprostřed toho jsme my, klienti. Závislí na horkých radiátorech, závislí na teplé vodě z kohoutku. Na jednu stranu si v technických podkladech od výrobce tepelného čerpadla přečteme „nablýskané“ hodnoty topného faktoru; na straně druhé, dodavatel tepla nám bude vždy tvrdit, že se tepelné čerpadlo oproti dálkovému zásobování teplem nikdy nevyplatí. Účelem této práce je proniknout do této problematiky, objektivizovat tento střet, a z nezávislé perspektivy na modelovém příkladu menšího bytového domu transparentně prokázat, jaký je skutečný ekonomický a environmentální přínos tepelného čerpadla po jednom roce jeho provozu.

Otázka je to zásadní, stačí shrnout fakta: 1,48 milionu domácností, tj 38,1 % obyvatel České republiky je zásobováno teplem z centrálních zdrojů. Těchto zdrojů je rozeseto po naší zemi asi 2 000. A cena dálkového tepla od roku 1994 vzrostla z průměrných 145 Kč/GJ za 20 let čtyřnásobně; na přibližných 580 Kč/GJ (vážený průměr dle Energetického regulačního úřadu, údaj z roku 2014; viz graf č. 1). Množství prodaného tepla teplárnami kleslo mezi lety 2010-2012 o 13,3%; cena tepla za GJ v tomto období vzrostla o 10,8 %. I tento údaj je klíčovým důvodem, proč dochází k tak razantnímu volání po alternativách. A když někdo přislíbí cenu 250 Kč za GJ, pokud si zákazník vybere právě jeho tepelné čerpadlo, není překvapující nejnovější odhad počtu tepelných čerpadel instalovaných v ČR – 70 tis. kusů (3/2016). Když ještě před deseti lety tento údaj dosáhl asi 10 tis. a před dvaceti lety ani 1 tis. instalací (viz graf č. 2).

1. PROJEKT ÚPRAVY ZDROJE TEPLA V BYTOVÉM DOMĚ

Jak je uvedeno v úvodu, k rozkrytí hledisek této problematiky poslouží modelový příklad – projektová dokumentace bytového domu, kde dojde ke výměně zdroje tepla. Stávající systém centrálního zásobování teplem (dále jen CZT) bude nahrazen novým zdrojem tepla s tepelnými čerpadly. Na základě kritérií pro vhodnost využití takového zdroje bude vybrán objekt, následně propočítán potřebný tepelný výkon, navržen, spolu s nadimenzováním jednotlivých zařízení, nový zdroj tepla. Dále bude provedeno napojení zdroje tepla na stávající rozvody, kterých, stejně jako otopných ploch a stávajících těles v jednotlivých bytech, se projekt nedotkne. Dojde pouze ke změně otopné soustavy na nízkoteplotní (vzhledem k vybranému nízkoteplotnímu zdroji tepla). Součástí tohoto úkolu je výkresová část (obsahující půdorysy stávajícího stavu a nového zařízení zdroje tepla a schémata jeho zapojení), doprovodný text (jehož součástí je popis technologie tepelného čerpadla, postup dimenzování a výběr jednotlivých zařízení), položkový výpis prací a materiálu, a další přílohy v podobě obrázků, diagramů, grafů a tabulek. Tímto se zabývá první část předložené práce.

1.1 VÝBĚR OBJEKTU

Při návrhu zdroje tepla s tepelným čerpadlem je nejdůležitějším kritériem, zda-li byl vybraný objekt revitalizován, a došlo k celkovému snížení jeho energetické náročnosti; tedy zda součinitele prostupu tepla (U) odpovídají hodnotám *požadovaným* (U_N) dle úpravy ČSN 73 0540-2:2002 Tepelná ochrana budov v platnosti od 1. 4. 2005 (normou upravené hodnoty jsou shrnuty v tabulce č. 1¹). Toto kritérium zajistí možnost a vhodnost instalace nízkoteplotního zdroje tepla – jímž tepelná čerpadla v obecnosti jsou.

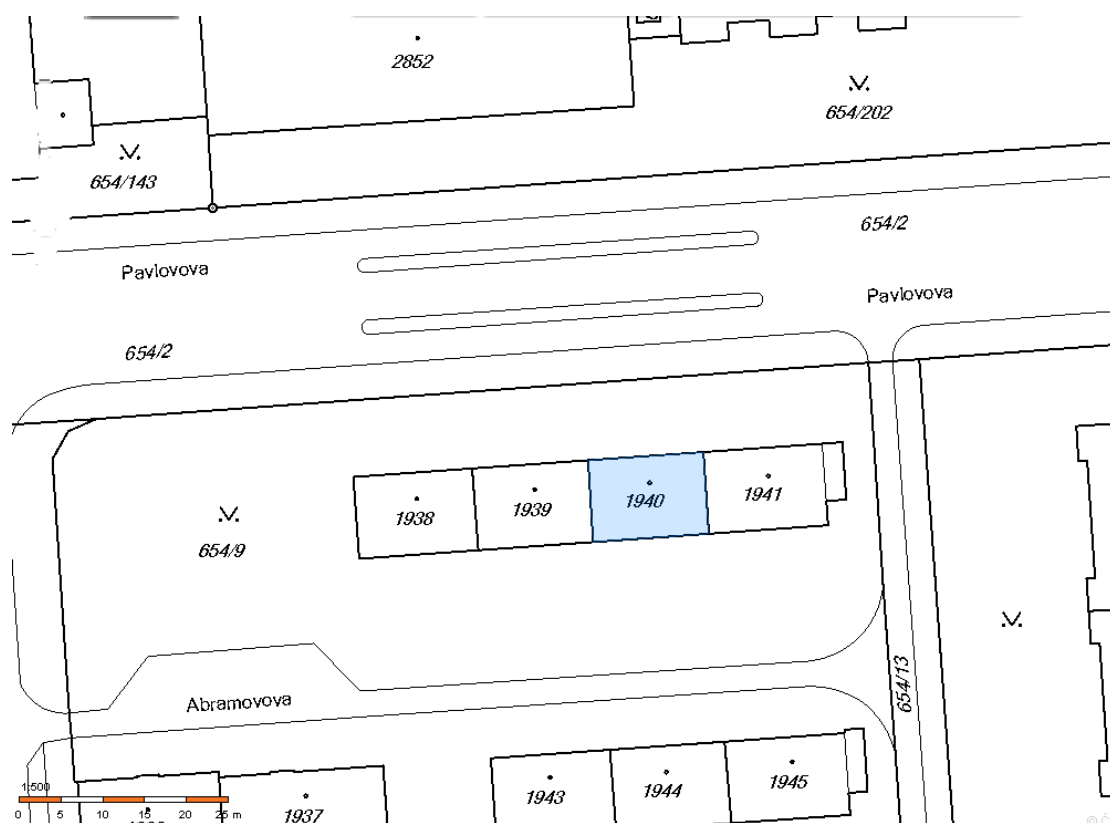
1.1.1 Popis stávajícího stavu

Pro svůj případ jsem si vybral revitalizovaný objekt menšího bytového domu respektive samostatnou sekci v řadě celkem čtyř totožných sekcí (viz obrázek č. 1 a 2). Nejedná se o sekci krajní, obě její štítové strany jsou tedy spojeny se sousedními sekcemi – důležitá skutečnost pro výpočet potřebného tepelného výkonu. Obsahuje 8 bytových jednotek o jednotlivé výměře přibližně 50 m². Objekt je podsklepený (1. PP), a je čtyř-podlažní. Bytový dům je napojen na systém centrálního zásobování tepla. Suterénem domu prochází hlavní páteřní rozvod vytápění, který dále pokračuje do dalších sekcí řady. Z napojovacího uzlu jsou pak vedeny vnitřní rozvody vytápění (dále jen ÚT) se stoupačkami k otopným tělesům v bytech. Otopná tělesa v bytech byla v relativně nedávné době kompletně vyměněna – ocelová desková tělesa nahradila stará litinová tělesa. Podobně je veden rozvod teplé vody a cirkulace (dále jen TV a C) – od napojovacího uzlu TV a C dále rovněž pod stropem suterénu a dále k jednotlivým stoupačkám TV do bytů.

¹ Veškeré zmiňované grafy, tabulky a výkresy jsou v práci obsaženy ve formě příloh.



Obrázek č. 1 – Čelní pohled na řešenou sekci bytového domu. Zdroj Google mapy (Street-View)



Obrázek č. 2 – Katastrální snímek vybraného bytového domu. Zdroj ČÚZK - Nahlížení do katastru nemovitostí.

1.1.2 Popis navrhovaného stavu

Nově bude systém CZT nahrazen alternativním zdrojem s tepelným čerpadlem; systém CZT již nadále nebude v žádném způsobu využíván. Zároveň bude koncepce nového zdroje tepla řešena tak, aby nedošlo k jakémukoli zásahu do zařízení v majetku dodavatele tepla či další strany. Všechny úpravy spojené s navrhovanou změnou se budou týkat pouze zařízení, úseků a prostor v majetku investora respektive majitele bytového domu (malé bytové družstvo zahrnující danou sekci).

K nahrazení stávajícího zdroje tepla dojde prostou instalací uzavíracích armatur na vnitřní domovní rozvody (v majetku investora) ve vhodném místě za napojovacím uzlem (a to jak na rozvodech ÚT tak TV a C; viz výkres „*Schéma zapojení zdroje tepla*“). Na stávající domovní rozvod bude napojen nový zdroj tepla. Veškeré technologické zázemí (vlastní zdroj tepla se vším příslušenstvím jako jsou zásobníky teplé vody, akumulární nádoba, expanzní nádoba, bivalentní zdroj v podobě elektrokotle, oběhová čerpadla atd.) bude situováno v suterénu, ve vyhrazené místnosti, jejíž původní účel byl sklad (kolárna).

1.2 VÝPOČET TEPELNÉHO VÝKONU

Dle platných postupů byl proveden výpočet potřebného tepelného výkonu objektu. Byly využity zásady zastaralé normy ČSN 06 0210 a to zejména fyzikální principy ohledně výpočtu množství tepla ztraceného prostupem a větráním, vč. úpravných koeficientů pro korekci orientace vzhledem ke světovým stranám, vlivu chladných stěn, urychlení zátoku, nadmořské výšky, zda se jedná o volně či v zástavbě stojící objekt, a dále byla využita charakteristická čísla pro druh budovy a místnosti.

1.2.1 Tepelná ztráta prostupem

Základní tepelná ztráta prostupem [W] je rovna součtu tepelných toků prostupem tepla v ustáleném tepelném stavu jednotlivými konstrukcemi ohraničujícími vytápěnou místnost do venkovního prostředí nebo do sousedních místností s nižší tepelnou hladinou. Pro tuto veličinu jsou zásadní součinitele prostupu tepla vícevrstevných konstrukcí **U** dle vlastností materiálů tvořících jednotlivé konstrukce objektu.

1.2.2 Tepelná ztráta nuceným větráním

Tepelná ztráta nuceným větráním je množství tepla odvedeného ohřátým vzduchem z místnosti do venkovního prostředí při zajištění minimálních hygienických požadavků na výměnu vzduchu v místnosti. Pro tuto hodnotu je stěžejní množství vyměněného vzduchu (dříve počítaná tepelná ztráta infiltrací je po implementaci takřka dokonale těsných oken zanedbatelná; a hygienického minima pro výměnu vzduchu je možno dosáhnout pouze nuceným větráním). Výsledná hodnota je velmi teoretická, neboť ve výpočtu je za množství vyměněného vzduchu dosazeno normou předepsané hygienické minimum pro intenzitu výměny vzduchu (shrnuje tabulka č. 2), které uživatel jen stěží dokáže přesně dodržet.

1.2.3 Vyhodnocení výpočtu

Výpočet byl proveden pro maximální potřebný výkon, tedy pro minimální venkovní teplotu pro danou oblast (Ostrava, $t_e = -15\text{ °C}$) a pro každou vytápěnou místnost celého objektu zvlášť; s 12% přírážkou jako rezerva (vyrovnání vlivů tepelných mostů, nedůsledné izolace konstrukcí, výskytu technologické nekázně a nepředvídaných vlivů). Výsledné hodnoty jsou přehledně zapsány v tabulce č. 3. Základní veličina klíčová pro další postup je tedy určena: maximální tepelný výkon pro vytápění objektu je $Q_{UT} = 29,23\text{ kW}$.²

1.2.4 Topná sezóna

Samozřejmě, během roku je extrémní venkovní výpočtová teplota pouze několik dní, možná dokonce jen hodin. A protože součástí dalších výpočtů (příkonu, okamžitého topného faktoru atd. – obsažené v druhé části předložené práce) budou skutečné naměřené venkovní teploty a je nezbytné určit bod bivalence na základě křivky charakteristiky vybraného tepelného čerpadla a odpovídajícímu nutnému tepelnému výkonu, opakuji svůj výpočet pro další teploty. Za použití interpolací získávám hodnoty tepelného výkonu pro každou venkovní teplotu v intervalu $<-15;24>$ (°C). Tyto hodnoty byly zavedeny do grafu č. 3.

Výpočet je směrodatný jen pro hodnoty venkovní teploty, které jsou během topné sezóny. Délka topné sezóny se na základě lokálních klimatických podmínek i v rámci naší malé země liší. Pro Ostravu (lokalita mnou vybraného objektu) je tabulkově udávána délka topné sezóny 229 dní v jednom roce.

Dle vyhlášky³ platí pro zahájení dodávky tepla podmínka: „*Dodávka tepelné energie se zahájí v otopném období, když průměrná denní teplota venkovního vzduchu⁴ v příslušném místě nebo lokalitě poklesne pod $+13\text{ °C}$ ve 2 dnech po sobě následujících a podle vývoje počasí nelze očekávat zvýšení této teploty nad $+13\text{ °C}$ následující den.*“ Pro ukončení topné sezóny, resp. dodávek tepla platí následující podmínka: „*Vytápění bytů a nebytových prostor v bytových a nebytových budovách se omezí nebo přeruší v otopném období⁵ tehdy, jestliže průměrná denní teplota venkovního vzduchu v příslušném místě nebo lokalitě vystoupí nad $+13\text{ °C}$ ve 2 dnech po sobě následujících a podle vývoje počasí nelze očekávat pokles této teploty pro následující den...*“

² Nutno podotknout, že v rozsahu výpočtu nejsou zohledněny tepelné zisky – ty vzhledem k těsnosti obálky, a již tak velmi snížené energetické náročnosti, jsou obecně nezanedbatelnou položkou – oslunění, osvětlení, spotřebiče... to vše může „vypomoci“ zdroji tepla k tepelné pohodě obyvatel. Skutečné hodnoty zisků jsou však dány individuálním provozem a vyčíslovány jsou jen velmi obtížně; a zahrnovat tyto nejisté hodnoty do dimenzování zařízení za stovky tisíc korun se jeví jako nerozumné. Při skutečném provozu budou tedy hodnoty spotřeby energií příznivější, než jsou ty výpočtové.

³ Vyhláška č. 194/2007 Sb. respektive Vyhláška č. 237/2014, kterou byla doplněna.

⁴ Průměrnou denní teplotou venkovního vzduchu se rozumí čtvrtina součtu venkovních teplot měřených ve stínu s vyloučením vlivu sálání okolních ploch v 7:00, 14:00 a 21:00 hodin. Teplota ve 21:00 hod. se započítává dvakrát.

⁵ Otopné období začíná 1. září a končí 31. května následujícího roku.

Vzhledem k faktu, že se v tomto konkrétním případě jedná o vlastní zdroj, majitel tohoto zařízení může na základě potřeby zvolit další upravující kritéria, kdy bude daný zdroj tepla v provozu. Jedná se o poměrně malý zdroj tepla, není tedy problém uvést zdroj do provozu na několik dní, kdy vznikne potřeba, a pak jej zase odstavit (teplá voda bude připravována celoročně, jedná se tedy pouze o úpravu regulačního systému, nastavení od které teploty již zdroj nebude poskytovat teplo pro vytápění). Dle skutečných naměřených meteorologických hodnot v jednom roce, jež byly poskytnuty jako podklad k vypracování sezónní potřeby tepla (údaje naměřené venkovní teploty a teploty studené vody ve vodovodu každou hodinu celého roku) lze určit na základě vyhláškou stanoveného postupu průměrnou denní teplotu venkovního vzduchu každého dne, a tak zjistit skutečnou délku topné sezóny respektive skutečnou uživatelskou délku topné sezóny na základě individuálních kritérií po jednom „modelovém“ roce provozu nového zdroje tepla. Počet dnů jednotlivých měsíců, kdy průměrná denní teplota klesla pod stanovenou mez 13 °C, je přehledně zřejmý z tabulky č. 4.

Následující tabulka (tabulka č. 5) uvádí, jak přesně se vyvíjely denní průměrné teploty venkovního prostředí v „problematických“ měsících prvního provozního roku, tedy v přechodném období, kdy je otázka počátku, resp. konce topné sezóny nejaktuálnější; konkrétně se jedná o měsíce duben, květen a září, říjen. V ostatních měsících je hledaná hodnota teploty prakticky jednoznačně pod resp. nad hranicí 13 °C (mimo několik anomálií, kdy během 4. a 8. dne měsíce června klesla venkovní teplota na průměrných 11,85 a 11,25 °C; a během 11. dne měsíce listopadu, kdy teplota dosáhla 14,18 °C). Na základě vývoje venkovních teplot byly stanoveny dny, kdy bude zdroj tepla sloužit pro vytápění. Období a počet dní přehledně shrnuje tabulka č. 6.

1.2.5 Příprava teplé vody

Součástí potřeby tepla pro daný objekt je s největší pravděpodobností další hodnota, na kterou nemá vliv ani venkovní teplota, ani počet dnů topné sezóny. Jedná se o potřebu tepla na ohřev teplé vody. Vstupními veličinami je počet obyvatel, množství spotřebované teplé vody na obyvatele, množství tepla spotřebované na ohřev této vody a pro úplnou přesnost byly využity hodnoty naměřené teploty studené vody ve vodovodu, kterou využijí pro přípravu teplé vody – tedy přesné Δt (rozdíl teplot, teplota, o kterou se musí ohřát dané množství vody).

Dle urbanistické kalkulačky ze stejného roku, jako jsou hodnoty venkovních teplot a teploty studené vody ve vodovodu, je počet obyvatel na trvale obydlený byt 2,64 (jeden obyvateľ na 18,6 m² obytnej plochy bytu). Vybraný objekt má 8 bytů (výměra bytů je kolem 50 m²; tedy podíl obyvatel dle tohoto nástroje je asi 2,68 což řádově koresponduje s pravidlem 2,64 obyv./byt); mohu tedy určit, že v objektu trvale žije: $8 * 2,64 = 21,12 \rightarrow$ **21 obyvatel**.

Množství spotřebované teplé vody na obyvatele a den je v normou upraveném rozmezí 40-50 l/den⁶. Dle dostupných informací byl vypracován graf č. 4, ukazující hodinovou spotřebu teplé vody pro typický den. Byly využity skutečné údaje jednoho bytového domu; celková spotřeba teplé vody na obyvatele a den dosáhla hodnoty **48 l**. Tato hodnota bude figurovat i v dalších výpočtech.

- Množství teplé vody spotřebované během jednoho dne ($V_{TV,DEN}$) v objektu je
 $V_{TV,DEN} = 21 \cdot 48 = 1\,008 \text{ l/den} \rightarrow 1,008 \text{ m}^3/\text{den}$.

- Což je $V_{TV,ROK} = 365 \cdot 1\,008 = 367\,920 \text{ l/rok} \rightarrow 367,92 \text{ m}^3/\text{rok}$.

Dle již zmiňované vyhlášky č. 194/2007 Sb. (příloha č. 2; bod d)) platí: „*Měrné ukazatele spotřeby tepelné energie na přípravu teplé vody při měření nebo stanovení spotřeby tepelné energie na přípravu teplé vody:*

1. v zásobované budově $0,17 \text{ GJ/m}^2 \cdot \text{rok}$
nebo $0,3 \text{ GJ/m}^3$

Hodnota $0,3 \text{ GJ/m}^3$ zahrnuje množství tepla na samotnou přípravu teplé vody a zároveň pokrývá množství tepla ztraceného v rozvodu cirkulace. Poměr spotřebovaného tepla na přípravu teplé vody a tepla znehodnoceného cirkulací je asi $0,17\text{-}0,19 \text{ GJ/m}^3$ ku $0,13\text{-}0,11 \text{ GJ/m}^3$. Vzhledem k tomu, že jsem díky vstupním hodnotám schopen přesně (dle vztahu $Q = m \cdot c \cdot \Delta t$) vypočítat množství tepla spotřebovaného pro přípravu teplé vody, mohu dopočítat teplo spotřebované cirkulací stanovením střední hodnoty (která teoreticky odpovídá 2/3 spotřeby tepla pro přípravu teplé vody; prakticky, po výpočtu přesných hodnot množství tepla spotřebovaného pro teplou vodu (pro jeden rok provozu zařízení) to činí až 78,6%):

$$Q_C = 0,12 \text{ GJ/m}^3.$$

K dispozici mám hodinovou spotřebu teplé vody pro typický den (tyto hodnoty budu používat pro každý den celého roku, sezónní výkyvy budu zanedbávat), mám také po hodině naměřenou teplotu studené vody a určím teplotu teplé vody. Dle legislativy platí, že na výtoku pro uživatele musí být minimálně 45°C ; s ohledem na technologii tepelného čerpadla, navrhuji ohřev teplé vody na max. 48°C . Za měrnou tepelnou kapacitu („c“) dosazuji hodnotu $4,186 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{K)}$. A tímto znám všechny potřebné veličiny.

$$Q = m \cdot c \cdot \Delta t \tag{1}$$
$$[\text{kJ}] = [\text{kg}] \cdot [\text{kJ/(kg}\cdot\text{K)}] \cdot [\text{K}]$$

Příklad výpočtu pro jeden den je uveden v tabulce č. 7.

Teplota studené vody na přívodu během roku kolísá; teplotní výkyvy jsou nezanedbatelné. Limitně se pohybuje mezi $7,6^\circ\text{C}$ v únoru a až $15,5^\circ\text{C}$ v srpnu.

Výpočet provedený pro 1. lednový den dále poslouží pro stanovení celkového tepelného výkonu bytového domu – graf č. 5 s výkonem potřebným pro pokrytí tepelné

⁶ Specifické potřeby teplé vody v různých budovách podle ČSN EN 15316-3-1.

ztráty prostupem a větráním není úplný bez hodnoty výkonu spotřebovaného pro přípravu teplé vody. Ta je nezávislá na venkovní teplotě; ve stávajícím grafu č. 3, tak dojde pouze k navýšení jednotlivých údajů o konstantní hodnotu. Tato konstantní hodnota bude určena na základě již provedeného výpočtu množství spotřebovaného tepla pro daný den. Důvodem využití právě tohoto jako charakteristického dne pro provoz během celého roku je ten, že teplota studené vody se pohybuje mezi 8,8 - 8,9°C, kdežto průměrná teplota studené vody během celého roku (dle podkladů) je vypočítána na 11,55 °C – použitím nižší hodnoty si nechávám bezpečnostní rezervu a možnost pokrytí teplotních minim příp. odběrových špiček. Postup výpočtu je následující:

Výslednou hodnotu v [kJ] převedu dle platných vztahů na kWh; touto akcí získávám množství spotřebovaného tepla v kWh během daného dne. Pro získání hodnoty výkonu v kW stačí vydělit počtem provozních hodin. Standardně by tato operace zahrnovala 24 hodin, ale vzhledem k velmi nízkému odběru teplé vody v nočních hodinách a akumulaci schopnosti zásobníkových ohřivačů, budu tuto hodnotu dělit 20-ti hodinami.⁷ Takto způsobím, že výsledný požadovaný výkon je vyšší – v době zvýšeného odběru je také vyšší potřebný okamžitý výkon ($Q_{o,TV}$), a navíc je to další bezpečnostní nástroj v dimenzování zdroje. Tedy:

$$\begin{aligned} Q_{TV, DEN} &= 165\,261,4 \text{ kJ} = 45,91 \text{ kWh} \\ Q_{o,TV} &= 45,91 \text{ [kWh]} / 20 \text{ [h]} = \underline{2,30 \text{ [kW]}} \end{aligned} \quad (2)$$

1.2.6 Cirkulace teplé vody

K tomuto výpočtu je však ještě nutno připočítat výkon potřebný k pokrytí ztrát v rozvodu cirkulace ($Q_{o,cirk.}$), opět na základě spotřebovaného množství tepla pro cirkulaci. Dle textu výše se jedná o hodnotu 0,12 GJ/m³. Hodnota množství tepla 0,12 GJ/m³ ztraceného v rozvodu cirkulace může být ovlivněna; zásadní jsou tři faktory: délka rozvodu cirkulace (tedy jak rozsáhlý je objekt), míra kvality izolace (po celé délce, vč. kolen, tvarovek, armatur) a také provozní režim (během hodin s velmi nízkým odběrem ponechat cirkulaci vypnutou, vodu nechat zchladit na teplotu okolí, a v době již s odběrem ji nechat opětovně dohřát (za předpokladu, že hodnota jednorázově ztraceného tepla úplným zchlazením na teplotu okolí je nižší, než kontinuální dohřívání o určitou teplotu)). Denní spotřeba teplé vody je 1,008 m³. Výpočet tedy rozšiřuji:

$$\begin{aligned} Q_{C, DEN} &= V_{TV, DEN} * 0,12 = 1,008 * 0,12 = 0,121 \text{ GJ} = 120\,960 \text{ kJ} \\ Q_{C, DEN} &= 120\,960 \text{ kJ} = 33,6 \text{ kWh} \\ Q_{o,cirk} &= 33,6 \text{ [kWh]} / 20 \text{ [h]} = \underline{1,68 \text{ kW}} \end{aligned} \quad (3)$$

⁷ S vysokou pravděpodobností zdroj v provozu během těchto 4 nočních hodin nebude, jeho výkon bude ale potřebnější v době zvýšeného odběru (kompenzují vyšším okamžitým výkonem).

Celkově tedy k tepelnému výkonu, který si objekt vyžaduje pro vytápění, přičítám topný výkon na přípravu teplé vody a ztrát v cirkulaci. Jedná se o maximální okamžitý výkon, který je třeba do objektu dodat.

$$Q_{\text{CELK.}} = Q_{\text{ÚT}} + Q_{\text{TV}} + Q_{\text{C}} = 29,23 + 2,30 + 1,68 = \underline{33,21 \text{ kW}} \quad (4)$$

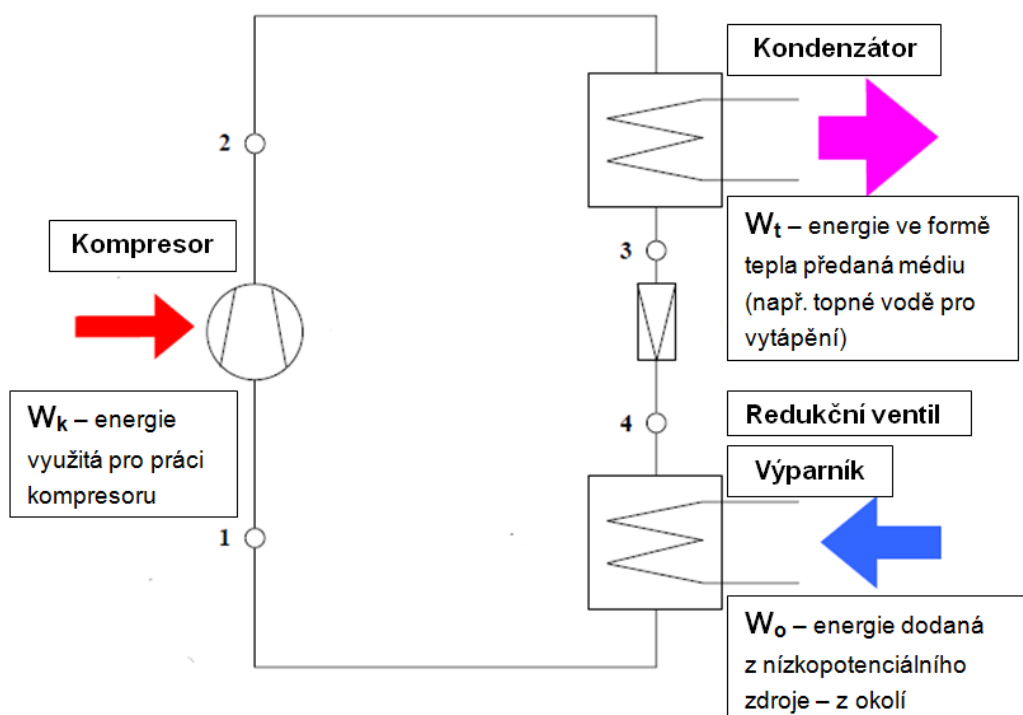
Tento výkon bude směrodatný při výběru konkrétního tepelného čerpadla. Dle rozvahy a vybrané početní metody považuji okamžitý výkon pro ohřev teplé vody a cirkulaci *pro dimenzování zdroje tepla* za konstantní během celého roku.

1.3 TEPELNÉ ČERPADLO VZDUCH/VODA

1.3.1 Princip tepelného čerpadla

Úvodem je potřebné charakterizovat obecný princip tepelného čerpadla. Základním rysem tohoto zařízení je využití nízkopotenciálního tepla (vyskytující se v zemi, vodě, vzduchu v důsledku působení dopadající sluneční energie; za běžných podmínek nevyužitelné) za využití média specifických vlastností v uzavřeném okruhu.

Základní oběh kompresorového tepelného čerpadla je znázorněn na obrázku č.3. V oběhu cirkuluje chladivo, které se vypařuje v celém svém objemu za velmi nízkých teplot. To je ve výparníku ohříváno teplem z okolí (vzduch, voda, země), vzhledem k popsané vlastnosti, dochází ke změně skupenství této směsi (např. často užívané chladivo R410 A) z kapalně na plynnou (bod 1). Odpařené chladivo je nasáváno poháněným kompresorem a prudce stlačeno. Takto se dostává na vyšší teplotní úroveň ((až na cca 80°C) bod 2) a putuje do kondenzátoru. Zde všechno teplo předává médiu (např. topné vodě v otopné soustavě). Z kondenzátoru (bod 3) proudí již chladivo v kapalném skupenství přes redukční ventil zpět do výparníku; chladivo je díky expanzi na ventilu (snížení tlaku) prudce ochlazeno a připraveno k opětovnému vypaření (bod 4).



1.3.2 Rozdělení tepelných čerpadel

Typy tepelných čerpadel se dají rozdělit na dva základní a to na čerpadla s okruhem kompresorovým a absorpčním. Rozšířenějším a známějším typem jsou čerpadla kompresorová.

Hlavním znakem kompresorových tepelných čerpadel je poháněný kompresor, který je stěžejní součástí celého oběhu a fyzikální jev, kdy zvýšení tlaku doprovází zvýšení teploty je základním předpokladem jeho funkce. Kompresor tepelného čerpadla je tedy nejdůležitější a na jeho efektivitě práce závisí celkový topný faktor (viz 1.3.4 – Topný faktor) a výhodnost instalace tohoto zařízení. Tepelná čerpadla jsou všeobecně vybavena kompresorem jedno-rychlostním – s daným počtem otáček tzv. „Fix speed“. Toto zařízení nemá možnost regulovat okamžitý výkon; nicméně po většinu doby provozu tepelného čerpadla není zapotřebí, aby dodávalo svůj jmenovitý výkon – pro zachování požadovaných teplot je nutná pouze jeho část. Regulace tohoto zařízení pak probíhá cyklickým zapínáním a vypínáním kompresoru – regulace zapnuto/vypnuto, která je obecně sice nejjednodušší, ale také velmi nevýhodná. Důsledkem je kolísání teplot, opakované zatížení maximální hlukovou hladinou a nezanedbatelné ztráty energie. U některých tepelných čerpadel se tomuto předchází instalací dvou kompresorových okruhů; maximální výkon je dodáván až při provozu obou kompresorů, a po většinu času provozu, kdy maximální výkon nutný není, pracuje pouze jeden kompresor. Mimo toto řešení bylo vyvinuto zařízení, které dovede svůj výkon řídit na základě okamžitých potřeb – jedná se o frekvenční měnič otáček, tzv. „Invertor“. Dochází k plynulé regulaci otáček kompresoru a tepelné čerpadlo dodává pouze výkon, který je požadován. Otázka „proč nejsou invertory již dnes součástí každého tepelného čerpadla?“ je rozhodně namístě. Důvodem není ani tak cena, ani, že by někdo zpochybňoval skutečný přínos tohoto zařízení, ale jen konzervatismus a nedostatečná flexibilita výrobců zařadit frekvenční měnič do svých „tradičních“ postupů a konstrukčních řešení.

Kompresorová tepelná čerpadla pak mohou rozdělit dle pohonu kompresoru; zdali je poháněn elektromotorem či spalovacím motorem.

Dalším rozdělovacím rysem je pak právě zdroj nízkopotenciálního tepla. Obecně se jedná o vzduch, zemi a vodu. Dle způsobu využití této energie a užitého principu pak mohou jmenovat čtyři základní typy kompresorových tepelných čerpadel: *Voda-voda*, *vzduch-vzduch*, *země-voda*, *vzduch-voda* (kdy první pojem označuje zdroj a druhý médium, kterému je teplo předáváno). Všechny tyto druhy jsou dostupné na českém trhu. Rozdělení je patrné dle diagramu č. 1.

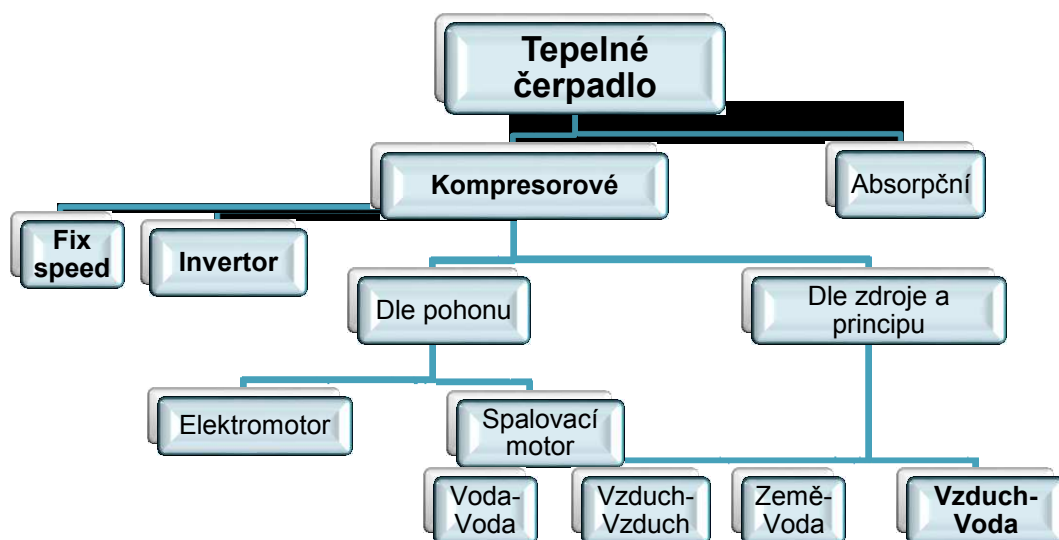


Diagram č. 1 – Rozdělení typů tepelných čerpadel

1.3.3 Popis hlavních typů

Tepelné čerpadlo *voda-voda* využívá celoročně poměrně stabilní teplotu (i v zimě, což je hlavní výhodou oproti ostatním zdrojům) podzemní vody (např. ve studni) kolem 8-10 °C a jedná se tak o velmi dobrý zdroj tepla. Systém však s sebou nese řadu podmínek, a tou je zejména množství vody (vydatnost zdrojové studny musí být kolem 0,5 l/s), další je existence druhé – vsakovací – studny alespoň 15 metrů vzdálené. Vodní plochy (rybníky, řeky) bývají zdrojem pro tepelné čerpadlo jen velmi zřídka (vzhledem k administrativním úskalím a kolísající teplotě vody u povrchových toků). Dimenzování a ověření dostatečné vydatnosti je nejzásadnějším faktorem; samotnému návrhu a instalaci předchází poměrně nákladné zkoušky a studie proveditelnosti. Topný faktor tohoto druhu tepelného čerpadla je vysoký, průměrný se může pohybovat kolem 3,5; maximální za velmi optimálních podmínek až 6.

Princip tepelného čerpadla *vzduch-vzduch* se dá představit jako klimatizační jednotka, jenž místo chlazení přitápí. Ve skutečnosti mnoho klimatizačních jednotek již doopravdy má funkci vytápění. Principiálně funguje totožně jako tepelné čerpadlo *vzduch-voda* (viz dále), tedy odebírá teplo z okolního vzduchu (venkovní jednotka vybavena kompresorem a dalšími potřebnými komponenty) a předává jej vzduchu uvnitř budovy (vnitřní jednotkou vybavenou mimo jiné výparníkem, k němuž je přiveden okruh s chladičem). Tento systém se nazývá „split“ (případná modifikace pro systém s jednou venkovní jednotkou a vícero vnitřními jednotkami tzv. „multisplit“). Teplo je v tomto případě distribuováno pouze do místnosti, kde je vnitřní jednotka umístěna; což je nevýhodou v případě rozsáhlejšího objektu. Z hlediska využití jako hlavního zdroje tepla pro vytápění bych tento systém označil jako nevhodný, a to z několika důvodů: vnitřní jednotka určitého výkonu musí být instalována v každé vytápěné místnosti – vyšší pořizovací náklady; obecně jsou tyto jednotky instalovány jako stropní, či podstropní – vzhledem k distribuci tepla do místnosti se jedná o nevýhodnou pozici; Sálavá složka předávání tepla tímto způsobem se blíží 0%, jedná se tedy primárně o předávání tepla konvekcí – dochází k zvýšené prašnosti, vysušování vzduchu a

tepelné pohody se dosáhne až při vyšší vnitřní teplotě. Z vlastní zkušenosti však mohu tvrdit vhodnost tohoto systému pro temperaci či přitápění. Pokud jde o topný faktor tohoto druhu tepelných čerpadel, je velmi variabilní, výrobci uvádějí od 3 do 5,5, za velmi příznivých podmínek.

Tepelné čerpadlo *země-voda* používá za zdroj tepla stabilní teplotu zeminy. Jedná se o rozšířený systém; jehož charakteristickým rysem jsou rozsáhlé zemní práce, ať už horizontálního kolektoru, který si vyžaduje dostatečnou plochu (rozhodující je poloha budovy v zástavbě), či geotermální vrty (vertikální kolektor), které se upřednostňují v kompaktních horninách bez nutnosti pažení. Tyto práce jsou nejdražší položkou celého systému a také předmětem výpočtů a průzkumů vlastnosti zeminy v dané lokalitě. Součástí systému je jedna vnitřní jednotka, ke které je připojen vhodný zemní kolektor, ve kterém proudí chladivo. Je tak přímým způsobem ohřívána. Princip se nijak nemění, vypařené chladivo je stlačeno ve vnitřní jednotce, předává své teplo, kondenzuje a přes expanzní ventil se vrací v kapalném stavu do hadic v zemině. Topný faktor těchto čerpadel je o něco vyšší než u systému vzduch-voda, u nízkoenergetických domů bývá udávána hodnota průměrného ročního topného faktoru až 3,4.

Systémy *voda-voda* a *země-voda* mají mimo jiné společný rys – musí být kladen velký důraz na správné dimenzování celého systému odebírání tepla z vody resp. země tak, aby nedošlo k jejímu zamrznutí.

Žádné takové riziko nepanuje u posledního, typu tepelného čerpadla, tedy pracujícímu v režimu *vzduch-voda*. Jedná se o nejrozšířenější instalovaný typ tepelného čerpadla pro svou univerzálnost a snadnou instalaci. Při výběru tohoto systému odpadají administrativní překážky, nutnost výkopových prací, průzkumy složení zeminy, vydatnosti vodních zdrojů apod. Vzduch, jako všudypřítomný zdroj tepla, a jeho využití je limitováno pouze venkovní teplotou a ta může oproti ostatním zdrojům povážlivě kolísat. Výkon čerpadla se tedy mění s teplotou venkovního vzduchu. Neobejdou se proto bez bivalentního záložního zdroje tepla, který připíná při velmi nízkých venkovních teplotách, kdy topný výkon tepelného čerpadla již nadále nestačí pokrýt potřebný tepelný výkon budovy (viz 1.3.5 – Bod bivalence). Tento systém má dvě základní provedení: provedení „split“ (již popsáno v případě systému vzduch-vzduch), a provedení kompaktní. Kompaktní provedení zahrnuje vnitřní jednotku propojenou s venkovním prostředím izolovanými (zejména protihlukovou izolací) vzduchovody, kterými je nasáván venkovní vzduch, je využito jeho teplo přes výměník a zpět vypuštěno ven. Systém je náročný zejména na velikost technické místnosti, neboť vzduchovody musí zajistit velké množství protékajícího vzduchu (řádově tisíce m³/h, tedy jsou rozměrné) a zároveň aby nedocházelo k míšení (ke zkratu) nasávaného a vyfukovaného vzduchu (rozdíl teplot je asi 15 °C – když tepelné čerpadlo nasává vzduch o teplotě 5 °C, vypouští ven vzduch o teplotě -10 °C), musí být místa sání a výfuku od sebe vzdálena několik metrů (nebo oddělena přepážkou). Dalším úskalím je splnění maximálních hygienických limitů pro hlučnost (proudící

vzduch vytváří určitou úroveň hluku), proto je třeba dbát zvýšenou pozornost při umisťování zařízení vzhledem k orientaci a vzdálenosti oken obývaných místností, či sousedních objektů. Průměrný roční topný faktor z dostupných měření dosahuje asi 2,5-2,9. Tento typ je pro tuto práci předmětný, byl vybrán systém kompaktního tepelného čerpadla *vzduch-voda* jako hlavní zdroj tepla pro vybraný objekt. Následující jednotlivé body se zejména vážou k vybranému systému.

1.3.4 Topný faktor

Topný faktor, neboli nejčastěji skloňovaný pojem v diskuzích o tepelných čerpadlech. Má známou zkratku COP: „Coefficient of Performance“ neboli doslova „součinitel výkonnosti“. Tak jako mají elektrokotle, plynové kotle a další zdroje tepla ve svých parametrech kolonku „účinnost“, tak tepelné čerpadlo má COP. Jedná se o poměr mezi vyrobeným teplem ku spotřebované elektrické energii pro pohon kompresoru (topný výkon/el. příkon, podle obrázku č. 1 se jedná o poměr W_T/W_K). Základní topný faktor uvádí míru efektivity práce tepelného čerpadla.

Jak je možné, že tepelné čerpadlo při topném faktoru např. 3 dokáže vyrobit z jednoho dílu el. energie tři díly tepla? Princip tepelného čerpadla, a jeho výhodnost je právě v tom, že většinu energie pro výrobu tepla nezajišťuje ušlechtilý zdroj jako je elektřina – ale nízkopotenciální teplo z okolí; jak je demonstrováno na diagramu č. 2. Díky tomuto teplu z okolí, dle popsaného principu, dokáže tepelné čerpadlo získat z elektrické energie několikanásobné množství tepla. Kolik „dílů tepla“ vyrobí z „jednoho dílu elektřiny“, ukazuje topný faktor.

Při zmiňovaném COP = 3 platí: $W_K = 1/3 W_T$; $W_O = 2/3 W_T$.

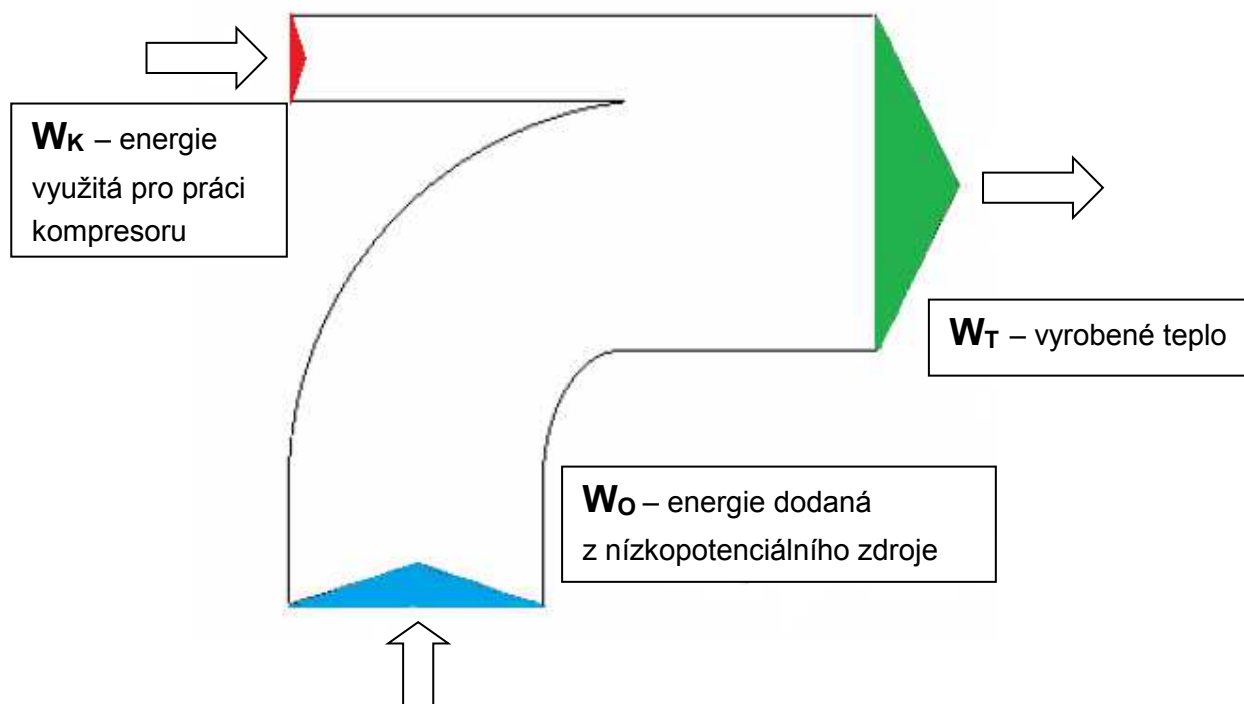


Diagram č. 2 - Jednoduchý Sankeyův diagram obecného principu tepelného čerpadla

Protože se pojem COP do obecného povědomí již dostal a je to pravděpodobně po kolonce „výkon“ uživatelem či potenciálním klientem nejvyhledávanější charakteristická hodnota tepelného čerpadla; výrobce klade velký důraz na to, jak vysokou hodnotu zde uvede; jakou hodnotu tam může uvést, aniž by rozšiřoval nepravdy. To záleží zejména na dvou podmínkách.

Topný faktor je velmi proměnlivý, zvláště pak u nestabilních zdrojů jakým bezesporu vzduch je. Příkon tepelného čerpadla je také proměnlivý, i když ne tak výrazně (kompresor 1fázový, bez řízení a modulace otáček), a co se mění, je pak zejména jeho poměr k vyrobenému teplu. S klesající venkovní teplotou klesá i množství odebíraného tepla ze stále stejného množství vzduchu proudícího vzduchovody (nižší teplota vzduchu za konstantního objemového průtoku → nižší množství předaného tepla chladivu → nižší podíl energie dodané z nízkopotenciálního zdroje → vyšší podíl elektrické energie ku vyrobenému teplu). A naopak, pokud je venku teplo, topný faktor poroste.

Druhým údajem ovlivňujícím topný výkon a tedy celkový topný faktor je výstupní teplota topného média. Odůvodnění:

- Dle základních termodynamických zákonů platí, že si získání množství m topné vody o teplotě 55 °C vyžaduje podstatně více tepla resp. práce než získání stejného množství m topné vody o teplotě 35 °C.
 $Q = m \cdot c \cdot \Delta t$ (pro topnou vodu $t_{MAX} = 55$ °C oproti $t_{MAX} = 35$ °C. je $\Delta t + 20$)
- Získané teplo z tepelného čerpadla je stejné pro teplotu média 35 nebo 55 °C, ale liší se množství topné vody o daném parametru tímto teplem připravené.
- Jedinou proměnnou pro předávaný výkon topnou vodou soustavě, pokud je Δt tepelného spádu totožné (např. v situaci, kdy topná soustava 1. má spád 35/27 °C a 2. 55/47 °C), je pouze v množství topné vody v soustavě.
➔ z toho vyplývá závěr, že topný výkon⁸ je přímo úměrný množství vyrobené topné vodě, tedy množství vyrobené topné vody je ukazatelem tepelného výkonu zařízení. A jak bylo psáno výše, topné vody o vyšší teplotě se vyrobí konstantním množstvím tepla méně než topné vody o teplotě nižší.

Topná voda o 35 °C je vhodná do systému podlahového nebo stěnového vytápění, ale např. v mé aplikaci, kdy se jedná o vytápění klasickými otopnými tělesy a navíc tepelným čerpadlem bude připravována teplá voda, nepřipadá návrhová max. výstupní teplota 35 °C v úvahu. (35-ti stupňovou topnou vodu nelze připravit teplou vodu o teplotě 48 °C). Výkonová křivka se velmi liší pro režim tepelného čerpadla s výstupní teplotou 35 °C a 55 °C. Už tedy v tomto kroku, kdy navrhuji topnou vodu na

⁸ Topný výkon předaný topnou vodou, nikoli otopnými tělesy; pro vztah pro výpočet výkonu otopnými tělesy platí:

$$Q = k \cdot S \cdot (t_{stř} - t_i) \quad (5)$$

– výkon je součinem součinitele prostupu tepla, velikosti teplosměnné plochy (konstanta daná materiálem, druhem tělesa) a rozdílem střední teploty topné vody a vnitřní výpočtové teplotě v místnosti).

výstupu z tepelného čerpadla o teplotním spádu cca 52/48 °C negativně ovlivňují výrobcem uváděný COP, neboť v technických manuálech je hodnota uváděna pro výhodnější pracovní bod např. A2W35 (teplota vzduchu 2 °C a výstupní teplota média 35 °C).

Třetím teoretickým vlivem na topný faktor je efektivita práce samotného kompresoru; tedy jak dobře zvládá využít dodanou elektrickou energii a přeměnit ji v práci; v konkrétním případě, kolik chladiva dokáže stlačit o jak velké Δp při spotřebování daného množství el. příkonu. V tomto ohledu existuje pouze minimální potenciál pro zlepšení stávajících zařízení a dosahovaných hodnot.

Grafické znázornění topného faktoru – viz graf č. 6.

1.3.5 Bod bivalence

Bodem bivalence se rozumí podmínka, odkdy je nezbytné, aby bylo tepelné čerpadlo buď částečně doplněno, nebo úplně nahrazeno jiným zdrojem tepla. Touto podmínkou může být nízká venkovní teplota, kdy již tepelné čerpadlo ani při maximálním výkonu nepokryje celkový potřebný výkon objektu. Jinou podmínkou může být požadavek na nejnižší topný faktor při provozu tepelného čerpadla – topný faktor se za určitých podmínek natolik sníží, že je již výhodnější „šetřit“ drahé zařízení tepelného čerpadla, a nechat bivalentní zdroj, ať pokryje danou potřebu tepla. Tato podmínka není ani ke zvážení v mém konkrétním případě, kdy bivalentním zdrojem je elektrokotel, s účinností přeměny elektrické energie v teplo přinejlepším 99,5%, přepočteno na topný faktor 0,995 – tepelné čerpadlo v daném bodě bivalence pracuje s topným faktorem asi 2,28 a postupně se snižuje, ale ne níže než 1,75 (při venkovní teplotě -15 °C). I nejnevýhodnější provozní stav tepelného čerpadla (v daném případě) je oproti klasickému přímotopnému elektrokotli stále podstatně výhodnější. Provozní režim tepelného čerpadla bude zachován i v případě teplot nižších, a dojde k jeho souběhu s bivalentním zdrojem.

Stanovení bivalentního bodu pro konkrétní případ (již byl vybrán konkrétní typ tepelného čerpadla) je zřejmé z grafu č. 7.

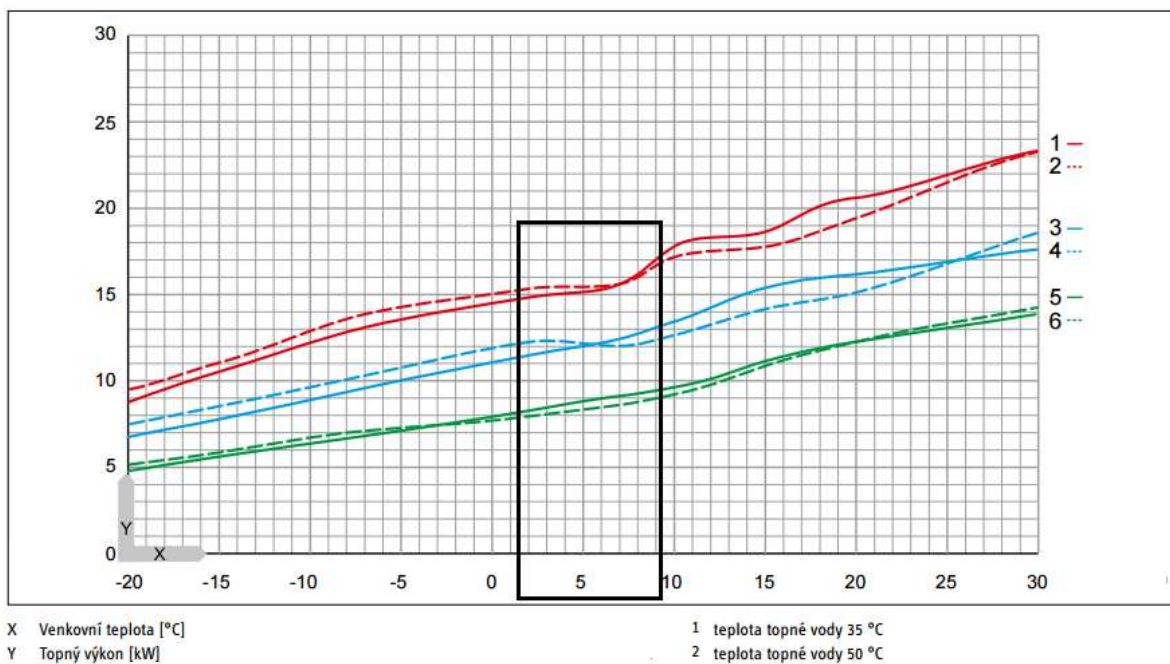
1.3.6 Režim odmrazování

Zajímavým rysem tepelného čerpadla je tzv. režim odmrazování. Jedná se o provozní stav, kdy je vzhledem k nakumulované vlhkosti a vznikající námraze výparníku nutné ohřát zasažené komponenty, aby se ledová vrstva nemohla vytvořit. Obecně, při nižší teplotě vzduchu se vzdušná vlhkost sráží na lamelách výparníku. Ledová vrstva by nakonec zabránila průchodu vzduchu výparníkem. Vzdušná vlhkost s teplotou kolísá, nejčastější využití tohoto „zpětného chodu“ nastává v přechodném období, kdy se teploty pohybují od cca +7 °C do -2 °C. Při vyšších teplotách není vzdušná vlhkost problémem, protože nemá tendenci namrzat; při nižších teplotách k problému nedochází (resp. ne v takovém rozsahu), protože venkovní vzduch je daleko sušší (při nízkých teplotách kolem -10 °C zpravidla nesněží, nicméně pokud

k tomu dojde, vzduchovody spolu se vzduchem nasávají také sníh, a režim rozmrazování je častější).

Samotný režim odmrazování probíhá pomocí reverzního ventilu, který zamění funkci výparníku a kondenzátoru. Jednoduše řečeno, zařízení odebere něco z tepla, které předtím předalo topnému médiu. Často se zařízení a jeho regulace „snaží“ odebrat teplo, které je v okruhu přebytné, příp. pokud je to možné, zařízení během běžného provozního režimu dodá okruhu určité množství tepla navíc, aby ho pak mohlo využít pro sebe.

Tepelné čerpadlo v tomto režimu nejen že nevyrábí teplo, ale ještě nějaké množství samo spotřebovává. To má samozřejmě za následek snížení výkonu celého zařízení, a opět, výrobce potvrdil, že pokud ve svých podkladech udává výkonovou křivku svého zařízení, je tento pokles již započítán – je uváděn využitelný výkon (netto). Na obrázku č. 4 je uvedena výkonová křivka jistého tepelného čerpadla s vyznačeným poklesem výkonu způsobeným jeho reverzním chodem.



Obrázek č. 2 – Výkonové křivky. Křivky jednoho tepelného čerpadla třech výkonových velikostí s vyznačeným poklesem ve výkonu způsobeným jeho reverzním chodem. Pokles je velmi výrazný např. u prostředního tepelného čerpadla při výstupní teplotě topné vody 50 °C (křivka č. 4)

Po konzultaci s výrobcem (vytipovaného tepelného čerpadla) mohu určit průběh tohoto režimu: dle získaných informací platí, že na 60 minut provozu tepelného čerpadla připadá max. 5 min. zpětného chodu – odebrání vyrobeného tepla ze soustavy. Tento údaj je platný pro období s nejvyšší vzdušnou vlhkostí, která namrzá (nebo technikem popsany nejhorší možný případ, kdy jsou extrémně nízké teploty a k tomu mlhavo). V obdobích, kdy namrzání není tak intenzivní, probíhá režim odmrazování cca 2 minuty na každých 60 minut provozu. Každý cyklus předchází 7 minut zapojení pouze jednoho ze dvou kompresorů (pokles výkonu), a v rámci těchto 7 minut je výkon dodáván pouze pro vytápění – zařízení si „nabíjí“ akumulaci nádobu do

rezervy“. Výkon během těchto 7 minut tedy úplně není ztracen, ale nelze s tímto výkonem počítat pro přípravu teplé vody. Dalším prvkem, který se s tímto provozem pojí, je opětovné sepnutí druhého kompresoru, kterému předchází 5 minut úplného odstavení pro „uklidnění“ chladicího okruhu (aby se druhý, studený kompresor nezapojil do již „rozběhnutého provozu“ – hrozí poškození). Tato limitace zapojení druhého kompresoru není jevem každého tepelného čerpadla, a i v procesu stálého vývoje vybraného zařízení se pracuje na jeho eliminaci. Závěrem popsaného procesu je toto: ze začátku 60-minutového cyklu tepelné čerpadlo 5 minut stojí (v případě, že je nutný výkon z obou kompresorů), 46 minut tepelné čerpadlo může fungovat plným výkonem jak pro vytápění, tak pro přípravu teplé vody, následujících 7 minut si do rezervy nahřívá akumulární nádobu, tedy dodává výkon pouze pro vytápění a průměrně 2 minuty nakumulované teplo odebírá pro vlastní odmrazení. **Významné je to z důvodu omezení maximálního výkonu pro přípravu teplé vody, který může být snížen až o 24 %** (pouze 46 z každých 60-ti minut může nahřívát zásobníky teplé vody).

V regulaci tepelného čerpadla lze také nastavit hraniční teplotu venkovního vzduchu, při které je režim odmrazování prováděn pomocí proudění venkovního vzduchu. Obvyklá teplota použitého vzduchu je v rozmezí 7-12 °C (za předpokladu potřeby odmrazení výparníku a dalších komponent za takto vysokých teplot). Zdá se to jako ideální řešení, nicméně odmrazování teplým venkovním vzduchem může trvat až 20 minut, a během této doby tepelné čerpadlo vůbec nepracuje. Samozřejmě, není to takový problém, neboť při 12 °C je již potřeba tepla pro vytápění velmi nízká, a akumulární schopnosti otopné soustavy a celé konstrukce tyto prodlevy umožní bez výskytu problémů.

Jedním z nejčastějších problémů vyskytujících se při „zpětném chodu“ (zejména při extrémně nízkých venkovních teplotách) je jev, kdy je přes „namražené“ komponenty (např. ventilátor) do venkovního prostředí vypuštěn teplý vzduch – při průchodu zařízením vzduch kondenzuje, a okamžitě namrzá a může vytvářet další a další vrstvy ledu. Opakovaně se s tímto jevem technici setkávají na ventilátoru, kdy jsou jeho lopatky ve styku s ledovou vrstvou a jsou při provozu velmi hlučné. Proto jsou všechny takto ohrožené komponenty opatřeny odporovými kabely, které při blížícím se cyklu odmrazení zařízení zahřejí.

1.3.7 Výběr konkrétního zdroje tepla

Vytvořené a uvedené grafy (č. 6 a 7) se již týkaly vybraného tepelného čerpadla. Nechci dělat reklamu té či oné značce, ale protože se tato práce zabývá skutečnými údaji, a to jak z hlediska charakteristik zařízení, tak jeho ceny, je nutné vybrat konkrétní výrobek. Vzhledem ke zkušenostem s některými značkami případně k rozsahu dostupných projekčních materiálů a vhodnosti konkrétních výrobků pro mou aplikaci, jsem se rozhodl primárně mezi dvěma značkami tepelných čerpadel a to: Alpha-Innotec a Sitebel-Eltron. Nakonec po zvážení, i s ohledem na kontakty s dodavatelem

a obchodními zástupci (jako solidního zdroje potřebných informací) jsem se rozhodl navrhnout zdroj tepla s jedním tepelným čerpadlem Alpha-Innotec LW 310 (vnitřní kompaktní provedení). Dalším důvodem je také to slovo „jediným“, protože omezené max. výkony řady kompaktních tepelných čerpadel vzduch-voda firmy Stiebel-Eltron by vyžadovaly min. dva kusy jejich zařízení, což by z finančních i praktických (např. umístění a rozměry) důvodů mohlo být náročnější a tím pádem nevýhodnější.

1.3.8 Charakteristika vybraného tepelného čerpadla

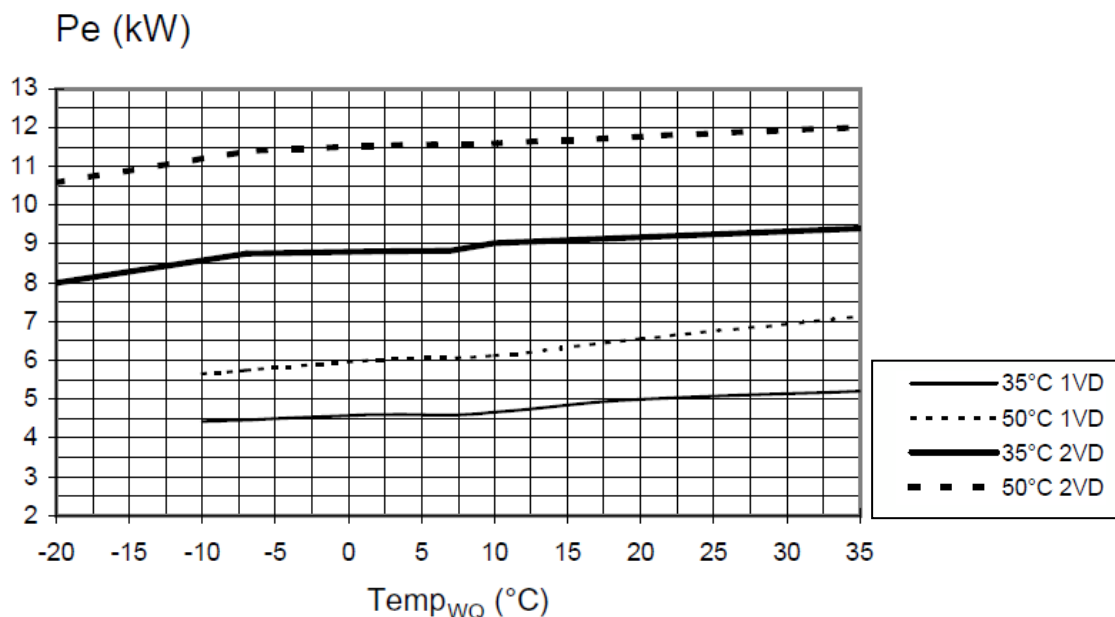
Jedná se o kompaktní tepelné čerpadlo vzduch voda o jmenovitém topném výkonu je 31 kW (dle ČSN EN 14 511)⁹. Tepelné čerpadlo je vybaveno dvěma kompresory (Fix – speed), regulace probíhá v režimu start/stop. Ale protože jsou kompresory dva, zařízení nemusí vždy pracovat v režimu svého jmenovitého výkonu, ale pouze polovičního (v provozu je jeden kompresor); až když je potřeba, zapojí se do provozu i druhý kompresor. Maximální výstupní teplota topné vody je 60 °C. Použité chladivo v kompresorovém oběhu je R404A, jeho hmotnost je celkem 13 kg.

Velmi zajímavý je uváděný údaj COP a také maximální elektrický příkon technologie. Z identifikačních údajů výrobku uvedeného zdroje vyplývá, že topný faktor je 3,5 [kW_t / kW_e] a maximální elektrický příkon je 8,75 kW_e. Nad touto hodnotou jsem se musel pozastavit, poněvadž jsem srovnával i s dalšími výrobky jiných firem, a ten max. elektrický příkon pro jmenovitý topný výkon se jednoduše zdál příliš nízký. Po delším pátrání mimo české webové stránky jsem objevil graf (na obrázku č. 5 na další straně) v technickém listu německých, tedy originálních podkladech.

Z grafu vyplývá, že uváděná hodnota max. příkonu 8,75 kW_e platí pouze pro podmínku výstupní teploty 35 °C a venkovní teploty vzduchu od -20 do cca +7 °C (tedy do hodnoty známého a oblíbeného bodu A7/W35). Za takových podmínek doopravdy tepelné čerpadlo funguje s COP = 3,5. Skutečný maximální elektrický příkon zařízení (se zadanou podmínkou výstupní teploty – 50 °C) je 12 kW_e (COP je za takových podmínek nižší než uváděný). Jedná se o poměrně závažný a podstatný rozdíl; uživatel (nebo projektant) spoléhající na oficiální maximální hodnotu, se může při svých výpočtech velmi výrazně odchýlit od skutečných hodnot spotřeby elektrické energie.

Výrobek nemá integrovaný bivalentní záložní zdroj (výrobky nižšího výkonu stejné řady tímto zařízením vybaveny jsou), stejně tak neobsahuje akumulární nádrž ani zásobníkový ohřívač teplé vody. Neobsahuje expanzní nádobu ani oběhové čerpadlo vlastního topného okruhu. Všechny tyto komponenty, a další, budou instalovány samostatně.

⁹ Všechny charakteristické údaje (jedná se o jmenovité hodnoty) byly převzaty z českých technických podkladů výrobce resp. z oficiálního výpisu pro program Nova Zelená Úsporám. Jedná se o oficiální stránky dotačního programu, jde tedy o ty „nejoficiálnější“ a věrohodné údaje poskytované uživatelům.



Obrázek č. 3 – Graf měnícího se elektrického příkonu v závislosti na venkovní teplotě. Uvádí čtyři křivky, a to pro provoz jednoho resp. dvou kompresorů při výstupní teplotě topné vody 35 resp. 50 °C

1.4 PŘÍSLUŠENSTVÍ ZDROJE TEPLA

Tepelné čerpadlo jako takové není jediným zařízením strojovny. K tepelnému čerpadlu je nutno instalovat bivalentní zdroj, taktovací zásobník topné vody (akumulační nádoba), taktovací zásobník teplé vody (nepřímotopný zásobníkový ohřívač), pojišťovací a bezpečnostní prvky, jako jsou expanzní nádoby (na topnou i studenou vodu) a další elektronická zařízení – regulace tepelného čerpadla, oběhová čerpadla a další. To vše propojuje rozvodné potrubí. Výpočet či určení typů jednotlivých prvků, velikostí, dimenzí, materiálů – to vše je rozebíráno v tomto bodě.

1.4.1 Bivalentní zdroj

Dle osvědčené koncepce a jednoduchosti a univerzálnosti instalace navrhuji jako bivalentní zdroj elektřinu – externí elektrokotel, který bude přispívat pouze k pokrytí potřebného výkonu pro vytápění. Hlavním parametrem vybraného elektrokotle je jeho topný výkon; vzhledem k tomu, že jde o bivalentní zdroj pouze pro vytápění, jeho topný výkon musí pokrýt v nejhorším případě (např. dočasné odstavení tepelného čerpadla) celý potřebný maximální výkon budovy vyplývající ze ztrát větráním a prostupy; tj. vypočítaných 29,23 kW. Elektrokotel tedy navrhuji o výkonu ne menším než je 30 kW.

Bivalentní zdroj bude zapojen na větví za akumulací nádobou; topná voda přes něj bude trvale obíhat, a kotel se spustí až v případě potřeby vyššího výkonu – regulační systém tepelného čerpadla bude ovládat bivalentní zdroj. Vzhledem k ekonomickým hlediskům provozu, je snaha o využití tohoto přímotopného zdroje v co nejmenší míře. Tepelné čerpadlo, jeho výkonnostní charakteristika vzhledem

k průběhu venkovních teplot bylo vybráno tak, aby využití elektrokotle nepřesáhlo 15% celkové spotřeby tepla během topné sezóny; jinými slovy, aby tepelné čerpadlo bylo schopné fungovat v co největší míře samostatně – monovalentní provoz (samozřejmě existuje druhé hledisko a to „šetření“ technologie tepelného čerpadla s ohledem k jeho životnosti plánovaným navýšením podílu zapojení bivalentního zdroje; pro rozřešení této otázky je nutné vypracovat pravděpodobně už na základě skutečných potřeb bytového domu optimalizaci systému, určení frekvence plánovaného odstavení systému tepelného čerpadla, např. právě v hodinách s nízkým odběrem teplé vody, či v době extrémních teplot, které zařízení výrazněji zatěžují apod.)

Konkrétně byl vybrán elektrokotel Dakon Daline PTE 30 (výkon 30 kW, tvoří jej čtyři články, které je možno spínat samostatně - 4x7,5 kW; uváděná účinnost 99%). Vybraný elektrokotel obsahuje pojistné zařízení s max. otevíracím přetlakem 250 kPa, a je vybaven elektronickým oběhovým čerpadlem.

Jak bylo uvedeno, elektrokotel výkonu alespoň 30 kW bude fungovat jako bivalentní zdroj pro vytápění nikoli pro přípravu teplé vody. Tepelné čerpadlo je sice schopno vyprodukovat výkon pro přípravu teplé vody celoročně, navíc jeho regulace je od výrobce nastavena s „předností přípravy teplé vody před vytápěním“, tedy primárně je výkon poskytnut pro pokrytí potřeby tepla na přípravu teplé vody, nicméně k nepředvídatelným situacím dochází, a je nutné navrhnout záložní, bivalentní zdroj pro teplou vodu. Proto budou do zásobníkových ohřívačů instalována elektrická topná tělesa – šroubovací, výkonu alespoň 7,5 kW. V závislosti na počtu zásobníkových ohřívačů bude upřesněn celkový instalovaný výkon v tomto zdroji¹⁰. Topná tělesa nejsou investičně náročná a jejich instalace je jednoduchá. Jejich provoz se nicméně očekává pouze velmi výjimečně, řádově jednotky hodin ročně.

1.4.2 Akumulační nádoba

Akumulační nádoba v topném systému slouží k ukládání (akumulaci) tepla pro vytápění (případně také pro přípravu teplé vody, v tomto případě však ne). Zároveň plní funkci hydraulického vyrovnávače dynamických tlaků (anuloid) – oddělením okruhu tepelného čerpadla od okruhu otopné soustavy zajistí jejich hydraulickou stabilitu – eliminuje přebytek dynamického tlaku oběhového čerpadla v okruhu tepelného

¹⁰ Krom základní funkce jako záložního zdroje, mají elektrické topné vložky výhodu možnosti ohřevu teplé vody na vyšší teplotu než je schopno tepelné čerpadlo. Z hygienických požadavků vyplývá nutnost hygienizace samotného ohřívače a celého rozvodu teplé vody a cirkulace, např. pro preventivní odstranění zárodků bakterií Legionella. Tato hygienizace probíhá termicky – dočasným (alespoň hodinu) pravidelným (1x za měsíc) zvýšením teploty teplé vody na cca 60 – 70 °C; a právě k tomuto zvýšení dojde za funkce elektrických topných vložek.

Problém nastává při uvedení do praxe, protože teplota 70 °C v rozvodu teplé vody je nebezpečná. Nikdo nemůže zaručit dobu, kdy si ji nikdo z uživatelů nepustí z kohoutku a neopaří se, a to velmi zásadně. Obecně, např. u dálkového tepla existuje předpoklad, že dodavatelé hygienizují svá zařízení v teplárnách, ale na těch dlouhých rozvodech, které vedou až k uživatelům, to praktikují už jen velice těžko. Naštěstí k výskytu bakterií Legionella a ke skutečným onemocněním dochází pouze velmi zřídka, nebezpečí opaření je tedy stále vyšší.

čerpadla a ten se nepřenáší do otopné soustavy. Hlavním parametrem nádoby je její velikost.

Z obecné metodiky návrhu tepelného čerpadla pro výpočet velikosti akumulární nádoby vyplývá vztah:

$$V_{AKU} = x \cdot Q_{JM} \quad (6)$$

→ Kde:

- Q_{JM} je jmenovitý výkon zdroje tepla [kW],
- x je konstanta (empiricky určená) pohybující se v rozmezí 15-20.

Za použití tohoto vzorce bych došel k závěru, že velikost nádoby by neměla být nižší než 465 litrů a mohla by se pohybovat kolem 600 litrů.

Výrobce doporučuje minimální velikost akumulární nádoby dle pravidla:

$$V_{AKU} = 0,1 \cdot \dot{m}_{JM} \quad (7)$$

→ Kde:

- \dot{m}_{JM} je jmenovitý průtok topné vody v okruhu,

Objem akumulární nádoby je tedy 10% jmenovitého průtoku, který je pro dané tepelné čerpadlo 6 m³/h. Dosazením do rovnice (7):

$$V_{AKU} = 0,1 \cdot 6\,000 = 600 \text{ l}$$

Objem nádoby by tedy neměl být menší než 600 litrů. Dle již provedených instalací tohoto druhu tepelného čerpadla navrhuji velikost akumulární nádoby o něco vyšší a to 750 litrů. Bude se jednat o běžnou akumulární nádobu, bez vnitřního zásobníku či příruby pro instalaci elektrické topné spirály. Pozornost při výběru bude věnována počtu přírub pro napojení jednotlivých rozvodů. Akumulární nádoba bude opatřena typovou izolací (speciální směs s polyesterovými vlákny) minimální tloušťky 100 mm, pro snížení její tepelné ztráty (statická tepelná ztráta je 122 W což je 2,9 kWh za 24 hodin). Vybrána byla nádoba Dražice NAD 750 v1.

1.4.3 Nepřímotopné zásobníky teplé vody

Nepřímotopný zásobník teplé vody má z hlediska akumulace tepla stejnou funkci pro pokrytí spotřeby teplé vody v objektu. Topnou vodou z tepelného čerpadla je přednostně ohřívána studená voda na předem stanovenou celoročně konstantní teplotu, která plní dané limity. Nedochozí k přímému mísení topné a pitné vody, pouze mezi topným médiem a ohřívanou vodou přestupuje teplo – to je umožněno přivařeným spirálovým výměníkem z ocelové, zvenku posmaltované trubky. Rozhodující kritéria pro výběr zásobníku teplé vody jsou denní spotřeba teplé vody (objem zásobníku) a množství předaného tepla případně požadovaná rychlost ohřevu studené vody na nastavenou teplotu (výhřevná plocha výměníku).

Objem zásobníku, jak bylo uvedeno, je závislý na spotřebě teplé vody. Často je navrhován zásobník, jehož objem se rovná denní spotřebě teplé vody; já osobně navrhuji velikost zásobníku jako 50-75% této spotřeby. Důvodem tohoto zdánlivého „poddimenzování“ je možnost až dvojnásobné výměny celého objemu zásobníku během dne – voda v zásobníku nestojí, a nemá proto možnost se kvalitativně kazit. Navíc spotřeba teplé vody je rozložena během celého dne.

Druhým parametrem vhodnosti vybraného ohříváče teplé vody je teplosměnná plocha jeho výměníku. Při výběru konkrétního výrobku je vhodné rozhodnout se pro ohříváč s co největší teplosměnnou plochou výměníku; to ze dvou důvodů:

- Zejména se jedná o problém, kdy topná voda vycházející z tepelného čerpadla nepředá dostatek tepla, tedy se dostatečně v okruhu neochladí, a zpět do zařízení se v rozvodu zpátečky vrací příliš teplá voda. Tepelné čerpadlo v tento okamžik jde do poruchy a je odstaveno. Dle doporučení výrobců platí 0,2-0,3 m² plochy výměníku na každý 1 kW výkonu zdroje.
- Druhým důvodem je nastavení „přednostního ohřevu teplé vody před vytápěním“ - rychlost ohřevu potřebného objemu teplé vody může být rozhodující i pro tepelnou pohodu v objektu a to při velmi nízkých venkovních teplotách (při provozu po většinu roku k problému dojít nemůže, protože i delší prodlevy pro ohřev teplé vody, kdy zdroj „netopí“ jsou vykryty akumulací nádobou a v ní uloženého tepla a také díky tepelné setrvačnosti budovy (těžké konstrukce – pokles vnitřní teploty v důsledku přerušení vytápění je pozvolný)).

Rozhodnutí pro konkrétní výrobek předcházela debata s technikou zastupující výrobcem vybraného tepelného čerpadla. Na základě jeho doporučení volím dva zásobníky firmy Dražice – OKC 500 NTR/HP. A to z důvodů zvětšení teplosměnné plochy a paralelního rozložení průtoku topné vody mezi dva výměníky.¹¹ Typ vybraného zásobníku je přímo určen pro systémy s tepelným čerpadlem – jeho vhodnost tkví v zvětšené ploše jeho výměníku – 6,2 m², (tedy 2x 6,2 = 12,4 m²) čímž je splněn požadavek na jeho velikosti vzhledem k jmenovitému výkonu zdroje (31 kW). Objem vybraného zásobníku je 469 litrů (tedy 2x 469 = 938 litrů); vyhoví se požadavkům denní spotřeby teplé vody. Zásobníky budou opatřeny typovou polyuretanovou izolací minimální tloušťky 100 mm. Vybrané zásobníky je možné opatřit el. topnými tělesy. Budou vybaveny po jednom el. tělese: TJ 6/4“ – 7,5 (výkon jednoho tělesa je 7,5 kW).

1.4.4 Zabezpečovací zařízení

V souladu s ČSN 06 0830 je navrženo pojistné zařízení, které bude chránit zdroj tepla proti překročení maximální hodnoty dovoleného přetlaku – pojistný ventil. Zároveň bude navrženo zařízení k vyrovnání změny roztažnosti vody v otopné

¹¹ Byl jsem upozorněn, že vybrané tepelné čerpadlo by v případě použití jednoho zásobníku (tedy jednoho spirálového výměníku, a to i kdyby byl o ploše 10 m²) přednostně ohřívalo teplou vodu pouze jedním kompresorem (polovinou výkonu).

soustavě bez její ztráty (soustava topného systému je uzavřená, a vzhledem ke kolísání teploty topné vody a rychlosti proudění (kinetické energie topné vody) kolísá také tlak a objem celé soustavy) – instalace expanzní nádoby.

Výrobce tepelného čerpadla povolený max. přetlak v okruhu je 300 kPa, pojistné zařízení bude tvořit pojistný ventil otevíracího přetlaku 300 kPa instalovaný na neuzavíratelném úseku potrubí na přívodu topné vody do akumulární nádoby. V okruhu za akumulární nádobou je nutné instalovat pojistný ventil pouze pro ochranu elektrokotle, má pojistný ventil již vestavěný (v opačném případě by bylo nutno jej instalovat stejným způsobem, dle pokynů výrobce na max. povolený přetlak).

Díky instalaci expanzní nádoby nedochází ke ztrátám topné vody v soustavě, funkce nádoby není podmíněna dodáváním energie a její instalace i údržba je stejně jako její cena nenáročná; to vše jsou výhody expanzní nádoby jako řešení vyrovnaní tlakových a objemových změn stěžejní pro bezpečný provoz zařízení. Nádoby obsahují pružnou membránu rozdělující její vnitřní prostor (na prostor pro jímání vody a prostor se stlačeným plynem). Velikost, tedy objem, expanzní nádoby je dán vztahem:

$$V_e = \frac{1,3 \cdot V_v \cdot \Delta v \cdot (p_{dov} + 1)}{(p_{dov} - p_{min})} \quad (8)$$

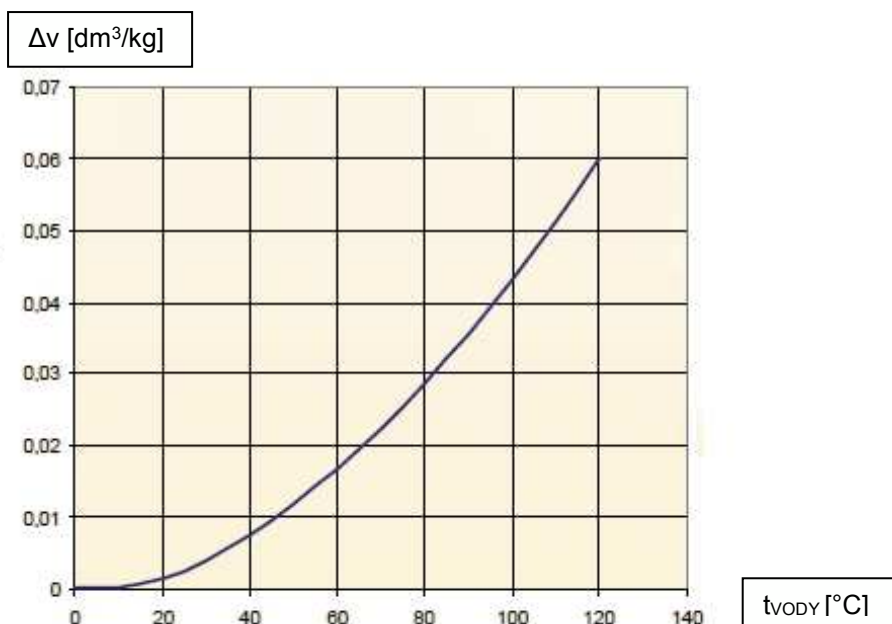
→ Kde:

- V_v je objem vody v soustavě [přibližně 1355 litrů],
- Δv je poměrné zvětšení objemu vody při jejím ohřátí z 10 °C na maximální teplotu vody v otopném systému (cca 52 °C) [0,0121],
- p_{dov} je maximální provozní tlak soustavy (300 kPa) [bar]
- p_{min} je minimální požadovaný tlak ve strojovně (daný výrobcem - 150 kPa) [bar]

Po dosazení do rovnice (8):

$$V_e = \frac{1,3 \cdot 1355 \cdot 0,0121 \cdot 4}{1,5} = 57 \text{ litrů.}$$

Objem vody v soustavě je rovna součtu objemu vody v tělesech, zařízení strojovny i samotných rozvodech. Poměrné zvětšení objemu vody při ohřátí o určitou teplotu je dáno fyzikálními vlastnostmi vody, a konkrétní hodnoty jsou zřejmé z obrázku č. 6. Ostatní hodnoty jsou předepsané. Dle provedeného výpočtu by byla vybrána expanzní nádoba o objemu 80 litrů (nejbližší vyšší ve vyráběné řadě), vzhledem k bezpečnostním hlediskům a minimálnímu rozdílu ve výši investičních nákladů vybírám expanzní nádobu ještě o jednu třídu větší, o objemu 100 litrů. Konkrétně Reflex NG 100/6 (100 litrů, 6 bar). Nádoba bude napojena v libovolném místě na zpětném potrubí v okruhu tepelného čerpadla.



Obrázek č. 4 - Závislost poměrného zvětšení objemu vody na teplotě

1.4.5 Rozvodné potrubí

Stávajícího horizontálního rozvodu ÚT a napojení těles v bytech se úprava zdroje tepla nedotkne, jejich dimenze i materiál zůstane původní.¹² Potrubí je v domě ocelové, a napojení těles vč. stoupacího potrubí pak měděné. Ležatý rozvod v suterénu od napojovacího uzlu k jednotlivým patům stoupaček je zapojen souproudým způsobem, tzv. systém Tiechelman, a je vedeno pod stropem, zavěšeno ve výšce cca 2,3 m (2,55 m je světlá výška v prostorech suterénu).

Nové úseky potrubí se budou týkat pouze napojení nového zařízení zdroje tepla na stávající – přesné místo napojení dle výkresové části dokumentace. Úseky nebudou dlouhé, vzhledem k přenášenému výkonu je navrženo použití ocelového (černá bezešvá trubka) potrubí. Potrubí ve strojovně i úseky k místu napojení na stávající vnitřní domovní bude vedeno volně, na zdi nad podlahou, příp. pod stropem (dle dispozičních možností vyčleněné místnosti). Spoje ocelového potrubí budou provedeny svařováním plamenem (kyslík/acetylén). Potrubí je nutno umístit na konzoly a závěsy tak, aby se jejich tíha a dilatační síly nepřenášely na čerpadlo a armatury. Dilatace bude kompenzována změnou trasy potrubí. Veškeré potrubí je nutno vést ve spádu 0,4% pro odvodu a vypouštění. Nejvyšší místa opatřit odvodušovacími ventily (automatickými), nejnižší vypouštěcími kohouty (kulovými). Konzoly, závěsy, pevné body a další prvky pro uchycení potrubí je nutno uchytit na nosné části stavební konstrukce.

Před oběhovými čerpadly (v okruhu tepelného čerpadla, a v okruhu z akumulací nádob k tělesům) jsou navrženy závitové mosazné filtry. Teploměry a manometry je nutno umístit dle ČSN 06 0830.

¹² Ve výpisu materiálu zahrnují položku vyspravení případně doplnění tepelných izolací stávajících rozvodů v majetku investora.

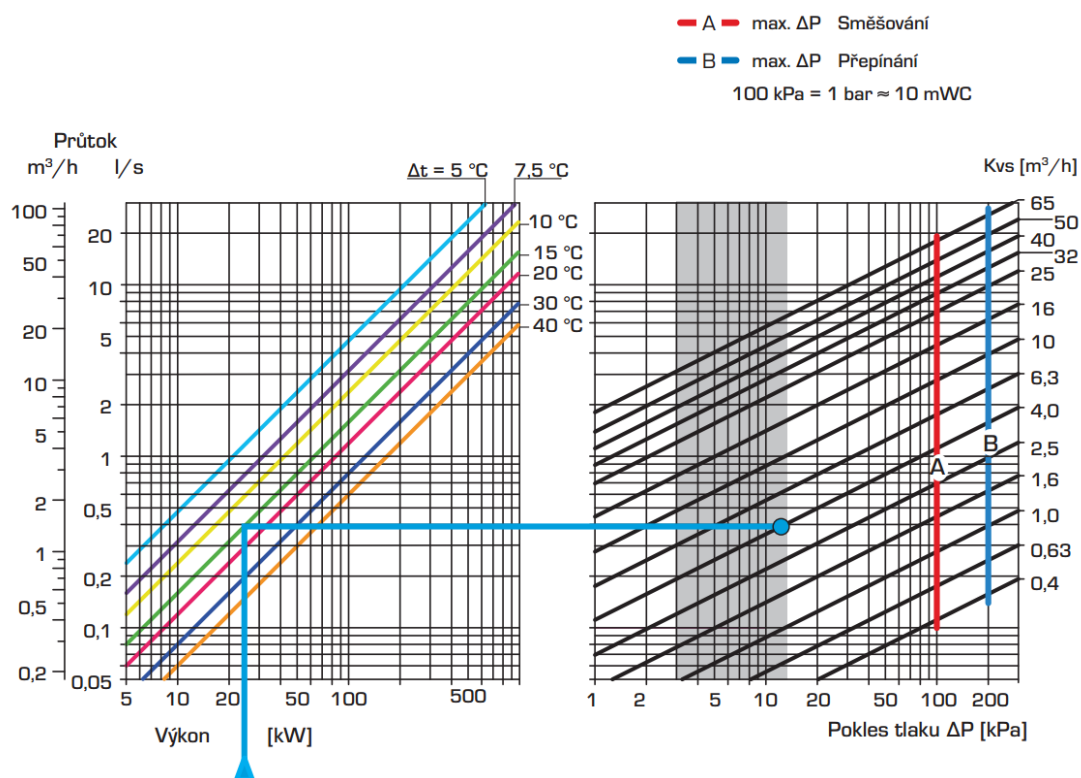
Topný systém v objektu bude napuštěn upravenou vodou. Bude celý řádně odvzdušněn. Na závěr prací bude provedena topná zkouška se zápisem. Po dobu dalšího provozu budou pravidelně odkalována nejnižší místa topného systému. Pravidelně budou čištěny filtry před všemi oběhovými čerpadly.

Topnou soustavu je také nutné opatřit možností dopouštění topné vody, při poklesu jejího objemu respektive poklesu tlaku v soustavě. Topnou vodu je také nutno chemicky upravovat, a chránit tak jednotlivé komponenty před zanesením. V základním návrhu je pouze uvažováno s mechanickými filtry v jednotlivých okruzích; ty je nutné pravidelně kontrolovat a čistit (zpočátku 2x za měsíc, po půlročním provozu 2x ročně). První plnění systému ÚT provést upravenou vodou nebo do systému přidat antikorozi roztok. Pokud by to bylo vyžadováno investorem, je možné do soustavy také zapojit změkčovací filtr (vhodnost daného typu filtru dle pokynů výrobce tepelného čerpadla) případně menší elektronickou úpravnu topné vody.

Pro doplňování topné vody bude ve strojovně (na napojovacím potrubí expanzní nádoby) zřízen výtok studené vody opatřený výtokovým ventilem, zpětnou klapkou, (příp. vodoměrem) a vývodem pro pryžovou hadici. Pro dopouštění bude instalována automatická plnicí armatura (DN 15) s manometrem s možností nasazení pryžové hadice a kulový kohout. Na plnicí armatuře se nastaví minimální povolený tlak v ÚT, při jehož dosažení se začne do ÚT automaticky dopouštět topná voda (při jeho překročení armatura automaticky dopouštění ukončí - uzavře se).

1.4.6 Topné okruhy

Primární topný okruh, tedy okruh mezi tepelným čerpadlem a akumulací nádobou bude vybaven trojcestným rozdělovacím ventilem se servopohonem pro možnost přívodu topné vody k zásobníkovým ohříváčům teplé vody. Konkrétně se jedná o ventil Esbe VRG 131, Kvs 16, DN32 – závitový; se servopohonem řady ARA635. (dimenzován na základě charakteristik jednotlivých ventilů v závislosti na přenášeném výkonu, rozdílu teploty v přívodním a zpětném potrubí a tlakové ztrátě dané armatury. Příklad postupu při dimenzování z podkladů výrobce ventilů je zřejmý z obrázku č. 5). Ventil bude ovládán regulačním systémem tepelného čerpadla s předností přípravy teplé vody před vytápěním.



Obrázek č. 5 – Příklad dimenzování trojcestného přepínacího ventilu Esbe řady VRG. Zdrojem je online katalog fy ESBE http://www.esbe.cz/2015/katalog_2015_cz.pdf str. 110.

Dle požadavků výrobce je v okruhu také osazen průtokoměr. V okruhu tepelného čerpadla je nutno dodržet jmenovitý průtok topné vody předepsaný výrobcem – 6000 l/h; přičemž maximální průtok je na hodnotě 10 000 l/h – na tento průtok bude nastaven pracovní bod oběhového čerpadla (dle doporučení techniků výrobce). Oběh média v okruhu zajistí vlastní elektronické oběhové čerpadlo (Č1) Wilo Yonos Maxo 40/0,5-8 (s pracovním bodem 10 m³/h a 3 m vodního sloupce; všechna oběhová čerpadla dimenzována podle průtokové charakteristiky od výrobce). Tepelný spád topné vody v okruhu bude 52/48 °C, a vzhledem k jmenovitému průtoku předepsaného výrobcem tepelného čerpadla bude dimenze ocelového potrubí DN50 (pro zachování rychlosti proudění max. 1 m/s a snížení tlakových ztrát do 150 Pa/m).

Sekundární topný okruh, tedy za akumulární nádobou přes elektrokotel k místu napojení na stávající otopnou soustavu bude taktéž z ocelového (černého bežešvého) potrubí, dimenze DN40 (vzhledem k nižšímu průtoku, způsobeného větším rozdílem teploty přívodu a zpátečky). Oběh média v sekundárním okruhu zajistí elektronické oběhové čerpadlo (Č2) Wilo Yonos Maxo 25/0,5-7 (pracovní bod dimenzován pro podmínky 33,5 kW topného výkonu a tepelný spád s $\Delta t = 10\text{ °C}$ ¹³; tedy 2,83 m³/h a 3m vodního sloupce). Jak již bylo popsáno, elektrokotel je také vybaven oběhovým čerpadlem (Č3). To při monovalentním provozu tepelného čerpadla zůstane vypnuté;

¹³ Vztah využitý pro výpočet jmenovitého průtoku je z rovnice (1) $\rightarrow m = Q/(c \cdot \Delta t)$. Ve skutečnosti bude tepelný spád pro maximální výkon nastaven s rozdílem teploty 15 °C; takovýmto „umělým“ zvýšením jmenovitého průtoku pro dimenzování čerpadla jsem opět na straně bezpečnosti.

při potřebě výkonu bivalentního zdroje regulační systém ovládající zdroj tepla vyšle signál, a čerpadlo si po zapnutí z přívodu „nasaje“ topnou vodu, elektrokotel ji dohřeje na požadovanou teplotu a pustí zpět do okruhu. Zkrat mezi napojeními na elektrokotel bude vybaven zpětnou klapkou, aby topná voda nezůstala cirkulovat ve zkratu – viz výkres „Schéma zapojení zdroje tepla“.

1.4.7 Vnitřní vodovod

a) Obecně

Teplá voda bude tedy nově celoročně připravována vlastním zdrojem přímo v objektu a to ve dvou nepřímotopných zásobnících teplé vody o čistém objemu 938 litrů (které budou oba vybaveny elektrickou topnou vložkou výkonu 7,5 kW).

Stávající vnitřní rozvody jsou napojeny dvěma odbočkami přímo z páteřního rozvodu dodavatele tepla; paty dvou stoupaček jsou osazeny ručními vyvažovacími ventily, uzavíracími a vypouštěcími ventily. Hlavní přívod teplé vody a cirkulace od nového zdroje tepla bude veden suterénem pod stropem, a připojen na vnitřní domovní rozvody (v majetku investora) vedoucí k bytům; přesná místa napojení jsou zřejmá z výkresu „Půdorys 1.PP – ZTI“.

Studená voda bude k novému zdroji přípravy TV přivedena pomocí samostatného potrubí ze stávající vodovodní přípojky do domu (místo napojení z potrubí studené vody je zřejmé z výkresu „Půdorys 1.PP – ZTI“ (před odbočkou přívodu k bytům)) za stávajícím fakturačním vodoměrem (dimenze potrubí viz za b)). Nově bude zřízen přívod studené vody k zásobníkům teplé vody a k dopouštění topného systému. Nový přívod studené vody k boileru bude napojen na stávající rozvod studené pitné vody přes nový podružný vodoměr.

Na straně přívodu studené vody před zásobníky bude instalována pojistná sestava tj. (pojistný ventil, zpětná klapka, expanzní nádoba, uzavírací armatury, vypouštěcí kohout). Objem expanzní nádoby na pitnou vodu se určí stejným způsobem jako velikost expanzní nádoby pro topnou soustavu – za minimální požadovaný tlak (p_{min}) je dosazen minimální tlak ve vodovodním řadu, a za objem topné vody v soustavě (V_v) je dosazen objem vody v zásobnících teplé vody a rozvodech teplé vody a její cirkulace. Opakuji výpočet předloženou metodou v bodě 1.4.4. Před každý ze zásobníku budou instalovány expanzní nádoby o objemu 25 litrů (konkrétně Refix DD 25/10 – objem 25 litrů, 10 bar). Mezi expanzní nádobu a T-kus bude nainstalována průtočná armatura, která bude sloužit k uzavírání a vypouštění. Na straně cirkulace bude instalováno nové oběhové cirkulační čerpadlo s uzavíracími klapkami a zpětnou klapkou.

Všechny nové rozvody vody pro pitné účely budou provedeny z trub PPR PN 20 – studená voda, teplá voda, cirkulace. Potrubí procházející přes zdi bude osazeno do chrániček z trub PVC. Veškeré zdravotnické rozvody je nutno řádně tepelně zaizolovat - nesmějí zůstat tepelné mosty; rozvody studené vody je nutno izolovat

parotěsně. Tloušťka tepelné izolace bude provedena dle vyhlášky 193/2007 Sb. Obecně je třeba počítat s tepelnou roztažností potrubí, pro jejíž kompenzaci se na plastovém potrubí osazují například kompenzační smyčky nebo je eliminována změnou trasy potrubí, popřípadě může být použito trub PPR typu Faser (která má díky svému složení (vyztužení skelnými vlákny) 3x nižší tepelnou roztažnost než obyčejné potrubí z PPR.) V mém případě se jedná o poměrně krátké úseky, tepelná roztažnost bude v tomto konkrétním případě řešena změnou trasy potrubí.

b) Dimenze rozvodů vody

Dimenze vnitřního vodovodu bude stanovena metodou podle ČSN EN 806-3 (v souladu s normou ČSN 75 5455). Tato zjednodušená metoda spočívající v sečtení výtokových jednotek připadajících na jednotlivé úseky potrubí (LU) může být v konkrétním případě využita, neboť se jedná o běžnou instalaci v budově s málo rozsáhlým rozvodem (rodinné domy, nejvýše pětipodlažní bytové domy s jedním schodištěm, ze kterého jsou byty přímo přístupné, a nejvýše pětipodlažní administrativní budovy s jedním schodištěm). Výtokové jednotky (LU) a jmenovité výtoky (Q_A – použít dále) pro danou výtokovou armaturu jsou obsaženy v tabulce č. 8. Tabulka č. 9 pak určuje průměr potrubí podle vypočítaných výtokových jednotek LU.

Objekt je tvořen 8 bytovými jednotkami, v těchto je 8ks nádržkového splachovače u WC, 8ks výtokového ventilu u umyvadla, 8ks ventilu pro pračku, 8ks směšovací baterie pro dřez a 8ks směšovací baterie u vany. V dimenzování studené vody ještě započítám jednu výtokovou armaturu (DN15) pro dopouštění systému ÚT v suterénu.

Dimenze rozvodu teplé vody vycházejícího ze zásobníků teplé vody bude dle předložené metody PPR PN-20 D50¹⁴ (maximální součet LU je 80). Dimenze odbočky studené vody ze stávajícího vnitřního rozvodu za fakturačním vodoměrem bude odpovídat dimenzi rozvodu teplé vody – přivedená studená voda bude sloužit pro přípravu teplé vody (z této nové odbočky bude také napojeno dopouštění otopné soustavy (LU=3); v dimenzi potrubí však tento fakt nepůsobí žádnou změnu, maximální LU je 83, rozměr D50 je dostačující až pro hodnotu LU = 200). Dimenze rozvodu cirkulace bude stanovena zjednodušenou metodou (nejedná se o rozsáhlé rozvody), vycházející z normy ČSN 75 5455. Metoda předpokládá nulový odběr vody výtokovými armaturami, a vychází pouze z tepelných ztrát v přírodním potrubí teplé vody. Z této je pomocí uvedeného vztahu určen průtok v místě napojení cirkulace na ohříváč. Tato hodnota je využita pro určení vnitřního průměru potrubí v závislosti na rychlosti proudění (rozsah rychlosti proudění u cirkulačního plastového potrubí se pohybuje v rozmezí 0,3-1,5 m/s). Při výpočtu bylo využito následujících vztahů:

Délková tepelná ztráta (W/m) rozvodu:

$$q_T = U * (t_p - t_o) \quad (9)$$

¹⁴ Vnitřní průměr je 33,2 mm, tloušťka stěny plastového potrubí je 8,4 mm. Dimenze D50 odpovídá ocelovému potrubí bezešvému DN32 (v této dimenzi budou i armatury osazené na rozvodech teplé a studené vody).

Celková tepelná ztráta rozvodu:

$$q_c = q_t * l \quad (10)$$

Výpočtový průtok v rozvodu cirkulace

$$Q_{PC} = \frac{q_c}{4122 * \Delta t} * k_u \quad (11)$$

→Kde:

- U je délkový součinitel prostupu tepla potrubí [W/(m*K)] (materiálová vlastnost izolovaného potrubí, vyčíslená ze známého vztahu pro součinitel prostupu tepla válcovou stěnou - $U = 0,148$ W/(m*K) platí pro nový rozvod; vzhledem k neznámému stavu izolace stávajících úseků rozvodu bude využita hodnota $U = 0,31$ W/(m*K) – jedná se o odhad),
- t_p je střední teplota teplé vody v rozvodu (48 °C na výstupu ze zásobníků, 45 °C na výtoku, tedy 46,5 °C),
- t_o je teplota vzduchu v okolí rozvodu (pro potřeby výpočtu velmi nízká $t_o = 5$ °C)
- l je délka potrubí [m] (délka stávajících úseků od místa napojení nového zdroje je cca 66 m (5,5 m potrubí od stoupacího potrubí k výtakovým armaturám na byt, a 11 m na jedno stoupací potrubí ($l = 8*5,5 + 2*11 = 66$ m), délka nového potrubí v suterénu je 12 m),
- Δt je rozdíl teploty teplé vody na výstupu ze zásobníků a na konci přívodního potrubí (spojení s cirkulačním potrubím, hodnota je nejvýše 3 K, bude využita hodnota 2 K)
- Celková tepelná ztráta [W] bude ještě navýšena o přírážky na neizolované armatury, upevnění potrubí a technologickou nekázeň stávajících úseků potrubí (úpravný koeficient $k_u = 1,20$ [-]).

Po dosazení veličin do vztahu (9):

$$q_T = 0,148 * (46,5 - 5) = 6,142 \text{ W/m} \quad \text{pro nové úseky potrubí}$$

$$q_T = 0,31 * (46,5 - 5) = 12,865 \text{ W/m} \quad \text{pro stávající úseky potrubí}$$

Po dosazení veličin do vztahu (10):

$$q_c = 6,142 * 12 = 74 \text{ W} \quad \text{pro nové úseky potrubí}$$

$$q_c = 12,865 * 66 = 849 \text{ W} \quad \text{pro stávající úseky potrubí}$$

Celková tepelná ztráta v rozvodu teplé vody je 923 W.

Po dosazení veličin do vztahu (11):

$$Q_{PC} = \frac{923}{4122 * 2} * 1,2 = \underline{0,135 \text{ l/s}}$$

Výpočtový průtok v rozvodu cirkulace $Q_{PC} = \underline{0,135 \text{ l/s}}$

Pro výpočet minimálního vnitřního průměru rozvodu cirkulace byl využit následující vztah:

Pro průtok potrubím:

$$Q_P = S * v \rightarrow S = ? \quad (12)$$

Pro výpočet plochy kruhového průřezu:

$$S = \frac{\pi * d_i^2}{4} \rightarrow d_i = ? \quad (13)$$

→Kde:

- Q_P je průtok potrubím [m^3/s] (výpočtový průtok Q_c - převeden na m^3/s)
- S je průtočná plocha [m^2]
- v je rychlost proudění vody [m/s] (rozsah 0,3-1,5; použitá hodnota $v = 0,95 \text{ m/s}$)
- d_i je výpočtový vnitřní průměr kruhového potrubí [m]

Po dosazení veličin do vztahu (12):

$$S = \frac{0,000135}{0,95} = 1,421 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

Po dosazení veličin do vztahu (13):

$$d_i = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 1,421 * 10^{-4}}{\pi}} = 0,0135 \text{ m} \rightarrow 13,5 \text{ mm}.$$

Po dosazení je výpočtový vnitřní průměr $d_i = 13,5 \text{ mm}$. Pro rozvod cirkulace bude tedy využita dimenze s vnitřním průměrem nejbližším vyšším (a to i vzhledem k tlakovým ztrátám v potrubí); tedy PPR PN20 D25 (vnitřní průměr 16,6 mm; rychlost proudění bude $v = 0,62 \text{ m/s}$, tedy v požadovaném rozmezí). Potrubí bude izolováno. Na novém úseku cirkulace v blízkosti zásobníků teplé vody bude instalováno nové oběhové čerpadlo vhodné pro rozvod cirkulace.

c) Dimenzování oběhového čerpadla pro rozvod cirkulace

Rozhodujícími parametry čerpadla jsou průtok (již vypočítaný) a dopravní výška. Ta se stanoví dle metodiky popsané v normě ČSN 75 5455:

Nejmenší potřebná dopravní výška cirkulačního čerpadla:

$$H = \frac{1000 * (\Delta p_{RF} + \Sigma \Delta p_{Ap}) + B_r}{\rho * g} \quad (14)$$

→Kde:

- Δp_{RF} jsou tlakové ztráty vlivem tření a místních odporů v potrubí [kPa],
- $\Sigma \Delta p_{Ap}$ je součet všech tlakových ztrát zařízení napojených na rozvod cirkulace v okruhu s největšími tlakovými ztrátami (regulační armatury, průtokové ohříváče vody...; jsou určeny z podkladů výrobce.) [kPa],
- ρ je hustota vody při její střední teplotě [kg/m^3]
- g je tíhové zrychlení [m/s^2]
- B_r je bezpečnostní rezerva (přirážka) pro dimenzování čerpadla (1/3 celkové tlakové ztráty navíc pro vyrovnání nepředvídatelných vlivů blíže neurčeného stavu stávajících úseků)

Pro určení hodnoty Δp_{RF} je nutné rozdělit si rozvod cirkulace do jednotlivých úseků – vodorovných, svislých, o dané dimenzi a rychlosti průtoku. Dle materiálových vlastností, způsobu vedení (kolena, ohyby ...), osazených armatur, kompenzátorů, způsobu spojování (svařování ...) je stanovena délková tlaková ztráta třením a vlivem místních odporů. Výpočet je proveden za použití vztahu:

$$\Delta p_{RF} = \sum_{j=1}^{n_p} (l_j * R_j + \Delta p_{Fj}) \quad (15)$$

→Kde:

- Δp_F je tlaková ztráta vlivem místních odporů na posuzovaném úseku potrubí [kPa],
- l je délka posuzovaného úseku potrubí [m],
- n_p je počet posuzovaných úseků
- R je délková tlaková ztráta třením na posuzovaném úseku potrubí [kPa]; lze vyčíst z tabulek obsažených v použité normě, či vypočítat ze vztahu:

$$R = \frac{\lambda}{d_i} * \frac{v^2}{2000} * \rho \quad (16)$$

→Kde:

- λ je součinitel tření [-],
- d_i je vnitřní průměr trubky [m],
- v je průtočná rychlost v posuzovaném úseku potrubí [m/s].

Pro určení hodnoty Δp_F je stěžejní průtočná rychlost a součinitel místního odporu všech jednotlivých prvků na daném úseku rozvodu – armatury, kolena, tvarovky... Údaje lze získat od výrobce daného prvku, nebo z obecných tabulek obsažené v použité normě. Použitý vztah:

$$\Delta p_F = \frac{v^2}{2000} * \rho * \sum_{i=1}^m \xi_i \quad (17)$$

→Kde:

- ξ je součinitel místního odporu [-],

Za použití normou předepsaných předložených vztahů byly pro okruh s největšími tlakovými ztrátami získány následující výsledky:

- Tlakové ztráty třením všech úseků $\sum_{j=1}^n l_j * R_j = 4,13 \text{ kPa}$
- Tlakové ztráty vlivem místním odporů (tvarovek, armatur...): $\Delta p_F = 9,56 \text{ kPa}$
- Součet tlakových ztrát zařízení napojených na rozvod cirkulace (1x regulační ventil na patě stoupacího potrubí): $\Delta p_{Ap} = 10 \text{ kPa}$
- Bezpečnostní rezerva pro dimenzování oběhového čerpadla = 8 kPa (1/3 celkové tlakové ztráty navíc pro vyrovnání nepředvídatelných vlivů blíže neurčeného stavu stávajících úseků).

Po dosazení veličin do vztahu (14):

$$H = \frac{1000 * ((4,13 + 9,56) + 10) + 8}{998 * 9,81} = \underline{\underline{3,23 \text{ m}}}$$

Nejmenší potřebná dopravní výška cirkulačního čerpadla: $H = 3,23 \text{ m}$. Z toho důvodu bylo vybráno čerpadlo Wilo-Star-Z 25/6 (pracovní bod: 0,49 m³/h, 3,25 m vodního sloupce)

d) Hydrotechnický výpočet kapacity stávající přípojky studené vody

Navrhovanou změnou koncepce přípravy teplé vody dojde k navýšení potřeby vody u stávající vodovodní přípojky. Zda bude stávající vodovodní přípojka (ocelová pozinkovaná, DN 50) i po navýšení potřeby vody kapacitně vyhovovat, je ověřeno předloženým výpočtem průtoku vody podle ČSN 75 5455 – obytné budovy:

<u>Výtoková armatura</u>	<u>Jmenovitý průtok</u>	<u>Počet v objektu</u>
klozet, WC:	0,1 l/s (Q_A)	8 ks (n)
umyvadlová a dřezová baterie, aut. pračka:	0,2 l/s (Q_A)	24 ks (n)
výtokový ventil pro dopouštění ÚT:	0,3 l/s (Q_A)	1 ks (n)
vanová baterie:	0,4 l/s (Q_A)	8 ks (n)

Pro výpočet průtoku vody bude využito vztahu:

$$Q_P = \sqrt{\sum (Q_A^2 \cdot n)} \quad (18)$$

Pro studenou vodu po dosazení do vztahu (18) platí (studená voda je přivedena ke všem výtokovým armaturám):

$$\textbf{Studená voda: } Q_{P,SV} = \sqrt{\sum (Q_A^2 \cdot n)} = \sqrt{0,1^2 \cdot 8 + 0,2^2 \cdot 24 + 0,3^2 \cdot 1 + 0,4^2 \cdot 8} = \underline{\underline{1,61 \text{ l/s}}} = \underline{\underline{5,79 \text{ m}^3/\text{h}}}$$

Teplá voda není přivedena k WC ani k výtokovému ventilu pro dopouštění ÚT, proto po dosazení:

$$\textbf{Teplá voda: } Q_{P,TV} = \sqrt{\sum (Q_A^2 \cdot n)} = \sqrt{0,2^2 \cdot 24 + 0,4^2 \cdot 8} = \underline{\underline{1,49 \text{ l/s}}} = \underline{\underline{5,39 \text{ m}^3/\text{h}}}$$

Potřebný vnitřní průměr potrubní přípojky se určí v závislosti na předloženém výpočtovém průtoku (Q_D) a na základě průtočné rychlosti vody (v), která by měla být v rozmezí 1 – 2 m/s. Pro výpočet vnitřního průměru vodovodní přípojky platí vztah:

$$d_i = 35,7 * \sqrt{\frac{Q_P}{v}} \quad (19)$$

Maximální rychlost proudění je 2 m/s, výpočtový průtok je:

$$Q_{Pcelkový} = Q_{D,SV} + Q_{D,TV} \quad (20)$$

$$Q_{Pcelkový} = 1,61 + 1,49 = \underline{\underline{3,1 \text{ l/s}}}$$

Po dosazení do vztahu (19):

$$d_i = 35,7 * \sqrt{\frac{3,1}{2}} = \underline{43,5 \text{ mm}}$$

➔ Vnitřní průměr ocelového bezešvého potrubí DN50 je 52,9 mm; z výpočtu minimálního vnitřního průměru potrubí vyplývá, že **stávající vodovodní přípojka kapacitně vyhoví**. Rychlost proudění pro vnitřní průměr 52,9 mm dle předloženého vztahu při výpočtovém průtoku vody 3,1 l/s bude 1,41 m/s.

1.4.8 Vnitřní splašková kanalizace

Do stávající splaškové kanalizace nebude zasahováno; jedinou úpravou v souvislosti s instalací nového zdroje tepla je zaústění odvodu kondenzátu od tepelného čerpadla a úkapy od pojistných ventilů. Navrhují instalovat podlahovou vpusť se zápachovou uzávěrou, která bude napojena do nejbližší kanalizace – přesné místo by se určilo na stavbě dle možností napojení stávajícího svodného potrubí ve vyhrazené místnosti. V případě, že instalace podlahové vpusti technicky možná nebude (protože podlaha v místě nové strojovny v suterénu je umístěna až pod úroveň stávající ležaté kanalizace) je nutné úkapy a odvod kondenzátu svést přes zápachové uzávěry do malé automatické přečerpávací stanice kondenzátu (např. Wilo DrainLift Con), ze které bude přečerpán a napojen do stávající splaškové kanalizace. Stávající splašková kanalizační přípojka bude kapacitně vyhovovat navýšení při odvodu kondenzátu (kondenzát nevzniká při spalování, ale pouze vysrážením a při odmrazování tepelného čerpadla; dle informací od výrobce se může jednat při nejhorších podmínkách (vysoká vlhkost vzduchu, nízká teplota) maximálně o 50 l/denně – což se rovná objemu odpadní vody z jednoho průměrného sprchování).

1.4.9 Elektroinstalace, automatická regulace

Nové zařízení zdroje tepla bude napájeno ze stávajícího rozvodu elektřiny v objektu. Ve spolupráci s dodavatelem elektřiny se rozhodne, zda pro potřeby nového zdroje tepla bude zřízeno nové odběrné místo (tepelné čerpadlo, elektrokotel, elektrická topná vložka a další příslušenství podstatně zvýší spotřebu elektřiny – musí být posouzeno, zda současný stav kapacitně vyhoví novým nárokům). V místnosti zdroje tepla bude zřízen nový rozvaděč, který zajistí napájení všech spotřebičů vč. regulačního zařízení. Ochrana proti nebezpečnému dotyku bude řešena v souladu s příslušnými legislativními předpisy.

Hlavní měření dodané elektřiny bude měřeno samostatně – pravděpodobně na elektroměru pro společné prostory domu (rozhodne dodavatel elektřiny, zda to bude možné, nebo zda bude nutno zřídit samostatný elektroměr pro nový zdroj tepla s TČ).

Hlavní měření spotřeby pitné vody bude stávajícím fakturačním vodoměrem, pro měření spotřeby vody spotřebované na přípravu teplé vody bude novým podružným vodoměrem umístěným na přívodu k zásobníkům TV.

Na zpátečku samostatné větve ÚT a TV lze umístit měřiče tepla, např. kompaktní ultrazvukové určené pro fakturační účely Enbra Sharky 775 (dimenze a velikost dle tlakové ztráty na měřiči v závislosti na průtoku topné vody).

Nový zdroj tepla bude vybaven systémem automatické regulace, který zajistí zejména:

- ekvitermní regulaci topné vody pro vytápění,
- regulaci teploty teplé vody (TV) na konstantní, předem zvolenou teplotu;
- ovládání přepínání třicestného rozdělovacího ventilu, zapínání a vypínání oběhových čerpadel – **přednost přípravy teplé vody před vytápěním**;
- ovládání bivalentního zdroje tepla (na základě výpočtů a zkušebního provozu bude zvolena hodnota bodu bivalence).

Ekvitermní regulací topné vody se rozumí systém snímání venkovní teploty, na základě které se upravuje teplota topné vody v akumulární nádobě a tedy teplotě topné vody v otopné soustavě. Úprava teploty topné vody probíhá dle předem stanovené ekvitermní křivky; ta je naprogramována pomocí výpočetní techniky v regulačním systému tepelného čerpadla – to udržuje křivkou stanovené parametry topné vody v akumulární nádobě respektive v soustavě. Teorie nastavení ekvitermní křivky spočívá v předpokladu neměnicího se průtoku topné vody otopnou soustavou, neměnnými parametry otopných těles (součinitel přestupu tepla, plocha) a měnícího se potřebného topného výkonu s měnící se venkovní teplotou. Dalším předpokladem je rovnost výkonu předaného objektu otopnými tělesy a výkonu, který předá topná voda; vyjádřeno rovnicemi:

$$Q_1 = k * S * (t_{stř} - t_i) \text{ - pro výkon předaný otopnými tělesy (vztah (5))}$$

$$Q_2 = m * c_p * (t_p - t_z) \text{ - pro výkon nesený a předaný topnou vodou} \quad (21)$$

$$Q_1 = Q_2 \text{ - rovnost, která platí} \quad (22)$$

→Kde:

- k je součinitel prostupu tepla otopného tělesa [W/(m²*K)]
- S je teplosměnná plocha otopného tělesa [m²]
- $t_{stř}$ je střední teplota topné vody [°C]
- t_i je průměrná vnitřní výpočtová teplota ve vytápěných místnostech [°C]
- \bar{m} je průtok topné vody [kg/s]
- c_p je měrná tepelná kapacita média (voda) [kJ/(kg*K)]
- t_p je teplota přívodu ÚT [°C]
- t_z je teplota zpátečky ÚT [°C]

Součin $k*S$ je konstantní, stejně tak součin $m*c_p$ – v dalších výpočtech je nahradím koeficienty x_1 a x_2 . Konstantní je také vnitřní výpočtová teplota. Potřebný výkon s měnící se venkovní teplotou vypočítaný mám (viz křivka potřebného výkonu v grafu č. 3); a vzhledem k tomu, že pro střední teplotu topné vody platí vztah:

$$t_{stř} = \frac{t_p + t_z}{2} \quad (23)$$

Jedná se o jednoduchou soustavu dvou rovnic o dvou neznámých:

$$Q_1 = x_1 * \left(\frac{t_p + t_z}{2} - t_i \right)$$

$$Q_1 = Q_2 = x_2 * (t_p - t_z)$$

Pro první bod ekvitermní křivky jsou stanoveny vstupní parametry:

- konstanty: průtok topné vody, měrná tepelná kapacita vody, celková teplosměnná plocha těles, jejich součinitel přestupu tepla a průměrná vnitřní výpočtová teplota.
- proměnné: potřebný výkon při nejnižší výpočtové venkovní teplotě, teplotní spád otopné soustavy (teplota média v přívodu a teplota média ve zpátečce ÚT), při kterém jsou instalovaná tělesa schopna pokrýt potřebný výkon – původní teplotní spád byl cca 80/65 °C, po snížení energetické náročnosti celkovou revitalizací objektu bude soustava nízkoteplotní (nižší potřebný výkon tedy nižší teplota topné vody). Vstupním teplotním spádem jsou teploty 58/43 °C.

Pro další body křivky jsou dále jen dopočítávány dle stanoveného potřebného výkonu objektu teploty topné vody v přívodu a zpátečce ÚT. Získaná ekvitermní křivka je zřejmá z grafu č. 8.

Význam určení ekvitermní křivky je ve využití pouze nezbytného množství tepla k pokrytí topného výkonu dle aktuálních okolností. Tepelné čerpadlo sice musí stále pracovat v režimu teplotního spádu 52/48 °C pro přípravu teplé vody, ale v akumulární nádobě bude průměrně udržovat teplotu asi 41/32 °C (průměrná venkovní teplota během roku v Ostravě je obecně stanovena na 4 °C; teplota topné vody 41/32 °C dle předložené ekvitermní křivky odpovídá venkovní teplotě 4 °C). Výkonová křivka tepelného čerpadla pro vytápění (respektive jeho topný faktor) je tedy pozitivně ovlivněna. Samozřejmě, z předložených údajů také vyplývá, že pro potřebnou teplotu přívodu ÚT více jak 52 °C již monovalentní provoz tepelného čerpadla nebude stačit.¹⁵

Regulační systém bude soustavou teplotních senzorů vyhodnocovat aktuální potřeby – na fasádu, na neosluněnou část, 2,5-3 metry nad terénem bude umístěno teplotní čidlo venkovní teploty; další dvě čidla budou umístěna v příslušných přírubách v akumulární nádobě, po jednom čidlo bude v zásobnících teplé vody a dále bude na systém napojeno vestavěné teplotní čidlo v elektrokotli. Konkrétní kabelové propojení, způsob zapojení v rozvaděči a ovládání tohoto střežního systému pro provoz zdroje tepla (neboť jsou jím ovládána oběhová čerpadla, trojcestný přepínací ventil se servopohonem, bivalentní zdroj (elektrokotel i el. topné vložky v boilerech) a nakonec hlavně samotné tepelné čerpadlo) by řešil samostatný projekt profese Měření a Regulace (MaR).

¹⁵ Pokud by tepelné čerpadlo bylo zdrojem pouze pro vytápění, tak by právě venkovní teplota, která dle ekvitermní křivky odpovídá hraniční teplotě přívodu ÚT – 52 °C – byla bodem bivalence. Byla by jím teplota cca -7 °C, kdy vypočítaná teplota přívodu ÚT je rovna 51,4 °C, potřebný výkon k pokrytí tepelné ztráty objektu je 23,86 kW a výkon tepelného čerpadla je v tomto bodě 24,03 kW.

1.5 ZÁVĚR

Dle platné legislativy a pravidel pro návrh a dimenzování zdroje tepla s tepelnými čerpadly, za přispění konzultací ze strany výrobce a všeobecně dostupné literatury, byla vytvořena dokumentace projektu pro úpravu zdroje tepla bytového domu, kdy je stávající systém CZT nahrazen zdrojem s tepelným čerpadlem. Byly provedeny výpočty potřebného tepelného výkonu pro daný objekt, které posloužily jako vstupní údaje pro výběr vhodného zařízení. Je komplexně popsána funkce technologie tepelného čerpadla, některá úskalí či výhody. Na konkrétním výrobku jsou osvětleny pojmy jako topný faktor, bod bivalence nebo režim odmrazování, jsou doloženy charakteristiky s – v době tvorby této práce – platnými údaji. Z předložené textové části je také zřejmý výběr, odůvodnění, funkce i dimenze a velikosti jednotlivých komponent zdroje tepla. Z výkresové části (viz příloha 1E) je zřejmé umístění nového zařízení, napojení na stávající vnitřní domovní rozvody a osvědčené schéma zapojení nového zdroje tepla vycházející z již realizovaných instalací tohoto druhu. Seznam prací spojených s předloženým návrhem a soupis armatur, úseků potrubí a celého příslušenství vč. zdroje tepla je obsažen v příloze 1C – Položkový výpis prací a materiálu. Technické listy hlavních součástí zdroje tepla jsou obsaženy v příloze 1D.

A jaká je výše investice? Předpokládaná otázka v závěru vypracované projektové dokumentace. Po přiřazení orientačních cen do předloženého položkového výpisu¹⁶ s předběžným vyčíslením ceny doprovodných prací, se investiční náklady dostaly na 1,1 mil. Kč (bez DPH). K této položce musí být také připočítána cena projektové dokumentace, která se bude pohybovat lehce nad 100 tis. Kč (jedná se o projekt ÚT, ZTI, MaR, musí být vypracováno statické posouzení, hluková studie a požární zpráva; mimo tyto části je pro získání nezbytných povolení nutné zajistit vyjádření všech dotčených orgánů). Orientační propočet nákladů tvoří přílohu 1C.

1.6 SEZNAM PŘÍLOH K 1. ČÁSTI

- **Příloha 1A** – Grafy
- **Příloha 1B** – Tabulky
- **Příloha 1C** – Položkový výpis prací a materiálu, Orientační propočet nákladů
- **Příloha 1D** – Technické listy vybraného zařízení
- **Příloha 1E** – Výkresová část

¹⁶ Byly využity online ceníky výrobců vybraného zařízení. Předběžné vyčíslení ceny materiálu a prací související s částí MaR (kabeláž, čidla, elektro-rozvaděč...)

2. EKONOMICKÉ A ENVIRONMENTÁLNÍ VYHODNOCENÍ

Následující část předložené práce se zabývá ekonomickým a environmentálním vyhodnocením, a posouzením faktického přínosu úpravy zdroje tepla v rozsahu, jak ji předkládá projektová dokumentace. Vyhodnocení vychází z měřených údajů během jednoho roku, kdy by tepelné čerpadlo a celé zařízení nového zdroje tepla bylo teoreticky v provozu. Z dostupných meteorologických údajů během tohoto roku je propočítána spotřeba tepla (pro vytápění a přípravu teplé vody), uveden údaj celkového příkonu zařízení spolu s výpočty průměrného topného faktoru, a je uveden předpokládaný provozní režim (počet provozních hodin, podíl zapojení bivalentního zdroje atd.). Tyto všechny údaje pak poslouží k převedení do roviny pro tuto práci předmětné – ekonomické aspekty instalace. Krom již představených hrubých investičních nákladů budou vyčísleny položky související s instalací tepelného čerpadla z hlediska provozu a údržby. Vše bude staženo k návratnosti investice a přínosu oproti stávajícímu systému centrálního zásobení teplem. V závěru pak budou srovnána ekologická hlediska stávajícího a navrhovaného nového zdroje tepla.

2.1 CHARAKTERISTIKA PROVOZNÍHO ROKU

Podkladem pro práci a veškeré výpočty byl poměrně rozsáhlý soubor dat – měřené teploty venkovního vzduchu a studené vody ve vodovodu. Tento fakt umožňuje vytvoření zajímavých statistických údajů, které charakterizují rok z hlediska pro obor energetiky relevantních kritérií. Některá z nich jsou uvedena v tomto bodě.

2.1.1 Délka topné sezóny

Jak již bylo uvedeno v 1. části předložené práce a to konkrétně v bodě 1.2.4, délka topné sezóny byla určena dle Vyhlášky č. 194/2007 Sb. (dále jen „Vyhláška“) a propočtu průměrných denních venkovních teplot. Podle této zjednodušené metody, byla její délka stanovena – oproti průměru Ostravy (229 dní) kratší – na 224 dní. Vzhledem k tomu, že disponuji venkovními teplotami pro každou hodinu, můžu opakovat výpočet průměrné denní teploty metodou klasického aritmetického průměru venkovních teplot a porovnat výsledky. Výsledek není překvapivý, průměrná teplota většiny dní v roce byla při využití aritmetického průměru nižší, než ta výpočtová, předepsaná metodou ve Vyhlášce.

→ z 365 dní:

- po 301 dní byla hledaná teplota nižší
- v 62 dnech vystoupala výše
- ve 2 dnech zůstala totožná

Úprava by znamenala podkročení limitní teploty 13 °C u čtyř dnů, což by mělo za následek prodloužení topné sezóny teoreticky až o 7 dní – tedy na celkových 231 dní. To je jak statisticky, tak prakticky zajímavý údaj, neboť se dá demonstrovat určitá

nepřesnost oficiální metody z Vyhlášky, kterou, jak se domnívám, časem nahradí použití moderní výpočetní techniky, jež bude schopná měřit okamžité teploty venkovního vzduchu po hodinách, či po minutách ne-li po sekundách.

2.1.2 Průměrné roční teploty

Po stanovení průměrných denních teplot, mohu určit průměrné teploty měsíční, roční, během topné sezóny. Metody výpočtů zůstávají stejné – zpracovávám a vycházím z vypočítaných hodnot dle metody z Vyhlášky a aritmeticky průměruji všechny naměřené teploty. Výsledky zachycuje tabulka č. 1 (příloha 2B).

Pravděpodobně nejpodstatnějším údajem je průměrná teplota během topné sezóny ($t_{E,S}$), která je tabulkově pro Ostravu stanovena na 4 °C.

- Výpočtem z průměrné denní teploty: $t_{E,S1} = 2,74$ °C
- Výpočtem aritmetického průměru: $t_{E,S2} = 3,48$ °C

Výpočty poukazují k závěru, že předložený rok (resp. topná sezóna) byl teplotně podprůměrný.

Teplotní maximum v daném roce dosáhlo 31,5 °C (konkrétně 19. 8. v 15:00) a minimální teplota vzduchu klesla na -17,8 °C (konkrétně 12. 1. ve 23:00).

Průměrná teplota studené vody ve vodovodu ($t_{SV,S}$), dle podkladů, byla během roku $t_{SV,S} = 11,55$ °C. Nejvyšší teplota vody ve vodovodu dosáhla 15,46 °C (18. 8. v 19:00) a nejnižší klesla na 7,64 °C (17. 2. v 6:00).

2.1.3 Průměrný roční COP

S venkovní teplotou úzce souvisí topný faktor (COP). Vzhledem k podkladům, jsem schopen z charakteristiky daného tepelného čerpadla zjistit topný faktor, se kterým zařízení pracuje každou hodinu. Z této informace pak mohu určit výpočtový průměrný roční COP, i průměrný COP během topné sezóny (aritmetickým průměrem). Výpočtová hodnota (COP_{TEOR}) se od skutečného provozního topného faktoru (COP_{SK}) bude lišit. Důvodem je samozřejmě rozdílný provoz při daných podmínkách – v případě nižší venkovní teploty, je nižší topný faktor, ale je třeba dodat více tepla pro pokrytí aktuálního potřebného topného výkonu; jinými slovy, tepelné čerpadlo musí více pracovat při nepříznivějším topném faktoru. Proto bude rozdíl teoretického a skutečného výrazný (rozdíl 10-20%).

Výpočtový průměrný topný faktor v jednotlivých měsících, během topné sezóny a během celého roku je zřejmý z tabulky č. 2 (příloha 2B). Výpočtem bylo zjištěno, že teoretický průměrný COP během topné sezóny ($COP_{TEOR,TS}$) je 2,736, což potvrzuje všeobecné očekávání této hodnoty v rozmezí 2,5 – 2,9.

2.1.4 Četnost mezních teplot

Pracuji se zajímavým souborem dat, proto mohu poskytnout i další statistické údaje. Například: kolik hodin v roce se teplota dostala na, respektive pod, hranici výpočtové venkovní teploty ($t_e = -15\text{ °C}$), kolik hodin v roce teplota venkovního vzduchu klesla pod stanovený bod bivalence ($t_{BB} = -4,5\text{ °C}$; je stěžejní informací pro podíl využití bivalentního zdroje) nebo také kolik hodin v roce teplota přesáhla tropických 30 °C (tedy hodiny odstávky tepelného čerpadla (venkovní vzduch už je příliš teplý pro technologii zařízení); jedná se o letní měsíce, tepelné čerpadlo funguje pouze pro přípravu teplé vody; danou potřebu tepla v těchto hodinách zajistí elektrické topné vložky v bojlerech). Kromě statistické hodnoty těchto údajů, je to určitý vypovídající ukazatel; reálně představuje, jak často se technologie tepelného čerpadla musí vyrovnávat s extrémními podmínkami během roku. Výsledky tohoto zjišťování uvádí tabulka č. 3.

Četnost mezních teplot lze také vyčíst z grafu č. 1; ukazuje průběh venkovních teplot během roku. Stejným způsobem je koncipován graf č. 2; ten ukazuje kolísající teplotu studené vody ve vodovodu během roku (oba grafy viz příloha 2A).

Řešený rok se tedy dá charakterizovat jako teplotně podprůměrný, nicméně velmi „stabilní“ – teplotní extrémy se vyskytují jen opravdu zřídka (řádově hodiny). Pro použití do této práce je předložený rok (rok 2001) ideální - lze sledovat přechodná období, období opravdového léta a zimy, v kontrastu s posledními roky, kdy je spotřeba tepla rekordně nízká kvůli mírným zimám, rychlého nástupu vyšších až letních teplot a během léta dlouhým obdobím sucha doprovázenými extrémně vysokými teplotami.

2.2 VÝPOČET SPOTŘEBY TEPLA

V tomto bodě jsou uvedena výsledná čísla spotřeby energií – tepla a elektřiny dle skutečného provozu během charakterizovaného roku. Dá se předpokládat, že spotřeba tepla před uvedením nového zdroje s tepelným čerpadlem do provozu, tedy spotřeba za stávajícího stavu byla oproti dále vypočítávaným hodnotám pro nový zdroj tepla vyšší. Důvodem je neaktuální nastavení regulačních komponent v systému vytápění, snížení max. teploty teplé vody v systému její přípravy na hraničních 48 °C (další snížení by způsobilo nižší teplotu teplé vody na výstupu než je minimální předepsaná – 45 °C) a dožívající až nedostatečný stav tepelných izolací všech domovních rozvodů. Po zavedení ekvitermně řízené automatické regulace a dalšími popsány zásahy do soustav, se sníží spotřeba tepla o 8 - 15%. Při porovnávání spotřeb pro ekonomické vyhodnocení bude pro spotřebu tepla pro vytápění využita hodnota na spodní hranici - 8%; pro spotřebu tepla pro přípravu teplé vody (a cirkulace) bude využita hodnota na horní hranici - 15%. Celková spotřeba tepla se oproti stávajícímu stavu snížila o 10,1%.

2.2.1 Výpočet spotřeby tepla pro vytápění

Postup výpočtu konečné spotřeby tepla pro vytápění ($Q_{S,UT}$) byl tento:

- Byla vytvořena „databáze“ příslušných hodnot tepelné ztráty pro venkovní teploty v intervalu $<-18;30>^{\circ}\text{C}$ ¹⁷ (krok $0,1^{\circ}\text{C}$). Část této databáze je na obrázku č. 1.¹⁸ – strana č. 51.
- Z této databáze pak byla vybírána příslušná hodnota potřebného výkonu (kW) na základě naměřené venkovní teploty pro danou hodinu. Příklad tohoto přiřazování je demonstrován na 1. dni v roce – viz tabulka č. 4 (příloha 2B).
- Potřeba topného výkonu pro příslušnou hodinu (kW) se rovná spotřebě tepla (kWh).
- Byly sečteny hodnoty spotřeby tepla pro každou hodinu topné sezóny.

Spotřeba tepla pro vytápění je zaznamenána v tabulce č. 5 (příloha 2B).; je zde uveden údaj o spotřebě v jednotlivých měsících topné sezóny a celková, pro celý rok. Závěrem je: $Q_{S,UT,ROK} = 82\,479,3 \text{ kWh/rok} = 82,48 \text{ MWh/rok} = \underline{296,93 \text{ GJ/rok}}$

2.2.2 Výpočet spotřeby tepla pro přípravu teplé vody a cirkulaci

Množství tepla pro přípravu teplé vody a pokrytí ztrát v rozvodu cirkulace vychází ze zjednodušujících předpokladů:

- Denní spotřeba teplé vody je konstantní, a to po celý rok (jsou zanedbány sezónní výkyvy na základě rozdílných potřeb), $V_{TV, DEN} = 1\,008 \text{ l}$ (48 litrů na obyvatele a den, při počtu 21 obyvatel bytového domu, jak je uvedeno v bodě 1.2.5).
- Konstantní je také rozložení průměrné hodinové spotřeby teplé vody pro každý den v roce, a jsou zachovány hodnoty uvedené v grafu č. 4 přílohy 1A (vzhledem k individuálním provozním návykům, které jsou obtížně dohledatelné)
- Množství tepla pro pokrytí ztrát v rozvodu cirkulace je konstantní a bylo empiricky stanoveno na $Q_C = 0,12 \text{ GJ/m}^3$ (viz bod 1.2.5)¹⁹

a) Spotřeba tepla cirkulací teplé vody

Vzhledem k faktu, že za stanovených podmínek výpočtu je množství tepla spotřebované cirkulací teplé vody závislé pouze na množství spotřebované teplé vody, je výpočet pro roční spotřebu tepla cirkulací zřejmý:

¹⁷ Důvod, proč zahrnout teploty od -18°C je výskyt naměřeného minima až $-17,8^{\circ}\text{C}$. Horní hranice 30°C byla zvolena pro zpřesnění průměrného topného faktoru, se kterým zařízení pracuje pro přípravu teplé vody (což se děje celoročně, tedy i v době takto vysokých teplot venkovního vzduchu. Během topné sezóny venkovní teplota krátkodobě dosahuje i 20°C)

¹⁸ Tato databáze byla ještě dále rozpracována o topný výkon tepelného čerpadla příslušný k venkovní teplotě a také o jeho el. příkon, který je s venkovní teplotou také proměnlivý. Poměrem těchto veličin získávám okamžitý topný faktor pro každou teplotu, kdy je TČ v provozu – a díky tomu dokážu určit průměrný roční COP (jak je uveden v bodě 2.1.3)

¹⁹ Množství tepla $0,12 \text{ GJ}$ se vztahuje na 1 m^3 spotřebované teplé vody (Vyhláškou určené množství tepla $0,3 \text{ GJ/m}^3$ teplé vody zahrnuje i teplo ztracené v rozvodu cirkulace. Jak bylo uvedeno v bodě 1.2.5, množství tepla pro cirkulaci se pohybuje v rozmezí $0,11 - 0,13 \text{ GJ/m}^3$)

Venkovní teplota (t _e)	Výkon TČ (kWt)	Příkon TČ (kWe)	Potřebný výkon pro ÚT (kW)	Venkovní teplota (t _e)	Výkon TČ (kWt)	Příkon TČ (kWe)	Potřebný výkon pro ÚT (kW)	Venkovní teplota (t _e)	Výkon TČ (kWt)	Příkon TČ (kWe)	Potřebný výkon pro ÚT (kW)	Venkovní teplota (t _e)	Výkon TČ (kWt)	Příkon TČ (kWe)	Potřebný výkon pro ÚT (kW)
-18,0	17,050	10,800	30,275	-15,0	19,170	10,960	29,255	-12,0	20,860	11,110	27,228	-9,0	22,930	11,264	25,211
-17,9	17,113	10,805	30,240	-14,9	19,184	10,965	29,184	-11,9	20,929	11,115	27,160	-8,9	22,992	11,269	25,143
-17,8	17,176	10,811	30,205	-14,8	19,198	10,970	29,114	-11,8	20,998	11,120	27,093	-8,8	23,054	11,275	25,076
-17,7	17,239	10,816	30,170	-14,7	19,212	10,975	29,043	-11,7	21,067	11,125	27,025	-8,7	23,116	11,280	25,008
-17,6	17,302	10,821	30,135	-14,6	19,226	10,980	28,973	-11,6	21,136	11,130	26,958	-8,6	23,178	11,286	24,941
-17,5	17,365	10,827	30,100	-14,5	19,240	10,985	28,902	-11,5	21,205	11,135	26,890	-8,5	23,240	11,291	24,873
-17,4	17,428	10,832	30,065	-14,4	19,254	10,990	28,838	-11,4	21,274	11,140	26,823	-8,4	23,302	11,296	24,806
-17,3	17,491	10,837	30,030	-14,3	19,268	10,995	28,773	-11,3	21,343	11,145	26,755	-8,3	23,364	11,302	24,738
-17,2	17,554	10,843	29,995	-14,2	19,282	11,000	28,708	-11,2	21,412	11,150	26,687	-8,2	23,426	11,307	24,670
-17,1	17,617	10,848	29,960	-14,1	19,296	11,005	28,644	-11,1	21,481	11,155	26,620	-8,1	23,488	11,313	24,603
-17,0	17,680	10,853	29,925	-14,0	19,310	11,010	28,579	-11,0	21,550	11,160	26,552	-8,0	23,550	11,318	24,535
-16,9	17,744	10,859	29,890	-13,9	19,384	11,015	28,511	-10,9	21,637	11,165	26,487	-7,9	23,598	11,323	24,468
-16,8	17,888	10,864	29,855	-13,8	19,458	11,020	28,442	-10,8	21,724	11,170	26,421	-7,8	23,646	11,329	24,400
-16,7	17,992	10,869	29,820	-13,7	19,532	11,025	28,374	-10,7	21,811	11,175	26,356	-7,7	23,694	11,334	24,333
-16,6	18,096	10,875	29,785	-13,6	19,606	11,030	28,305	-10,6	21,898	11,180	26,290	-7,6	23,742	11,340	24,265
-16,5	18,200	10,880	29,750	-13,5	19,680	11,035	28,236	-10,5	21,985	11,185	26,224	-7,5	23,790	11,345	24,197
-16,4	18,304	10,885	29,715	-13,4	19,754	11,040	28,168	-10,4	22,072	11,190	26,159	-7,4	23,838	11,350	24,130
-16,3	18,408	10,891	29,680	-13,3	19,828	11,045	28,099	-10,3	22,159	11,195	26,093	-7,3	23,886	11,356	24,062
-16,2	18,512	10,896	29,645	-13,2	19,902	11,050	28,031	-10,2	22,246	11,200	26,028	-7,2	23,934	11,361	23,995
-16,1	18,616	10,901	29,610	-13,1	19,976	11,055	27,962	-10,1	22,333	11,205	25,962	-7,1	23,982	11,367	23,927
-16,0	18,720	10,907	29,575	-13,0	20,050	11,060	27,894	-10,0	22,420	11,210	25,897	-7,0	24,030	11,372	23,860
-15,9	18,765	10,912	29,540	-12,9	20,131	11,065	27,827	-9,9	22,471	11,215	25,828	-6,9	24,125	11,377	23,796
-15,8	18,810	10,917	29,505	-12,8	20,212	11,070	27,761	-9,8	22,522	11,221	25,759	-6,8	24,220	11,383	23,732
-15,7	18,855	10,923	29,470	-12,7	20,293	11,075	27,694	-9,7	22,573	11,226	25,691	-6,7	24,315	11,388	23,669
-15,6	18,900	10,928	29,435	-12,6	20,374	11,080	27,627	-9,6	22,624	11,232	25,622	-6,6	24,410	11,394	23,605
-15,5	18,945	10,933	29,400	-12,5	20,455	11,085	27,561	-9,5	22,675	11,237	25,554	-6,5	24,505	11,399	23,542
-15,4	18,990	10,939	29,371	-12,4	20,536	11,090	27,494	-9,4	22,726	11,242	25,485	-6,4	24,600	11,404	23,478
-15,3	19,035	10,944	29,342	-12,3	20,617	11,095	27,428	-9,3	22,777	11,248	25,417	-6,3	24,695	11,410	23,415
-15,2	19,080	10,949	29,313	-12,2	20,698	11,100	27,361	-9,2	22,828	11,253	25,348	-6,2	24,790	11,415	23,351
-15,1	19,125	10,955	29,284	-12,1	20,779	11,105	27,295	-9,1	22,879	11,259	25,280	-6,1	24,885	11,421	23,287
-15,0	19,170	10,960	29,255	-12,0	20,860	11,110	27,228	-9,0	22,930	11,264	25,211	-6,0	24,980	11,426	23,224
-14,9	19,215	10,965	29,220	-11,9	20,941	11,115	27,160	-8,9	23,011	11,269	25,143	-5,9	25,075	11,431	23,157
-14,8	19,260	10,970	29,185	-11,8	21,022	11,120	27,093	-8,8	23,092	11,275	25,076	-5,8	25,170	11,437	23,090
-14,7	19,305	10,975	29,150	-11,7	21,103	11,125	27,025	-8,7	23,173	11,280	25,008	-5,7	25,265	11,442	23,023
-14,6	19,350	10,980	29,115	-11,6	21,184	11,130	26,958	-8,6	23,254	11,286	24,941	-5,6	25,360	11,448	22,956
-14,5	19,395	10,985	29,080	-11,5	21,265	11,135	26,890	-8,5	23,335	11,291	24,873	-5,5	25,455	11,453	22,889
-14,4	19,440	10,990	29,045	-11,4	21,346	11,140	26,823	-8,4	23,416	11,296	24,806	-5,4	25,550	11,458	22,822
-14,3	19,485	10,995	29,010	-11,3	21,427	11,145	26,755	-8,3	23,497	11,302	24,738	-5,3	25,645	11,464	22,754
-14,2	19,530	11,000	28,975	-11,2	21,508	11,150	26,687	-8,2	23,578	11,307	24,670	-5,2	25,740	11,469	22,687
-14,1	19,575	11,005	28,940	-11,1	21,589	11,155	26,620	-8,1	23,659	11,313	24,603	-5,1	25,835	11,475	22,620
-14,0	19,620	11,010	28,905	-11,0	21,670	11,160	26,552	-8,0	23,740	11,318	24,535	-5,0	25,930	11,480	22,553
-13,9	19,665	11,015	28,870	-10,9	21,751	11,165	26,487	-7,9	23,821	11,323	24,468	-4,9	25,977	11,481	22,484
-13,8	19,710	11,020	28,835	-10,8	21,832	11,170	26,421	-7,8	23,902	11,329	24,400	-4,8	26,024	11,481	22,414
-13,7	19,755	11,025	28,800	-10,7	21,913	11,175	26,356	-7,7	23,983	11,334	24,333	-4,7	26,071	11,482	22,345
-13,6	19,800	11,030	28,765	-10,6	21,994	11,180	26,290	-7,6	24,064	11,340	24,265	-4,6	26,118	11,482	22,275
-13,5	19,845	11,035	28,730	-10,5	22,075	11,185	26,224	-7,5	24,145	11,345	24,197	-4,5	26,165	11,483	22,205
-13,4	19,890	11,040	28,695	-10,4	22,156	11,190	26,159	-7,4	24,226	11,350	24,130	-4,4	26,212	11,483	22,136
-13,3	19,935	11,045	28,660	-10,3	22,237	11,195	26,093	-7,3	24,307	11,356	24,062	-4,3	26,259	11,484	22,066
-13,2	19,980	11,050	28,625	-10,2	22,318	11,200	26,028	-7,2	24,388	11,361	23,995	-4,2	26,306	11,485	21,997
-13,1	20,025	11,055	28,590	-10,1	22,399	11,205	25,962	-7,1	24,469	11,367	23,927	-4,1	26,353	11,485	21,927
-13,0	20,070	11,060	28,555	-10,0	22,480	11,210	25,897	-7,0	24,550	11,372	23,860	-4,0	26,400	11,486	21,858
-12,9	20,115	11,065	28,520	-9,9	22,561	11,215	25,828	-6,9	24,631	11,377	23,796	-3,9	26,478	11,486	21,792
-12,8	20,160	11,070	28,485	-9,8	22,642	11,221	25,759	-6,8	24,712	11,383	23,732	-3,8	26,556	11,487	21,726
-12,7	20,205	11,075	28,450	-9,7	22,723	11,226	25,691	-6,7	24,793	11,388	23,669	-3,7	26,634	11,487	21,661
-12,6	20,250	11,080	28,415	-9,6	22,804	11,232	25,622	-6,6	24,874	11,394	23,605	-3,6	26,712	11,488	21,595
-12,5	20,295	11,085	28,380	-9,5	22,885	11,237	25,554	-6,5	24,955	11,399	23,542	-3,5	26,790	11,489	21,530
-12,4	20,340	11,090	28,345	-9,4	22,966	11,242	25,485	-6,4	25,036	11,404	23,478	-3,4	26,868	11,489	21,464
-12,3	20,385	11,095	28,310	-9,3	23,047	11,248	25,417	-6,3	25,117	11,410	23,415	-3,3	26,946	11,490	21,399
-12,2	20,430	11,100	28,275	-9,2	23,128	11,253	25,348	-6,2	25,198	11,415	23,351	-3,2	27,024	11,490	21,333
-12,1	20,475	11,105	28,240	-9,1	23,209	11,259	25,280	-6,1	25,279	11,421	23,287	-3,1	27,102	11,491	21,267

Obrázek č. 1 - Část databáze vytvořené pro výpočet spotřeby tepla pro vytápění. Obsahuje interval venkovních teplot < -18 ; $30 > ^\circ\text{C}$ (s krokem $0,1^\circ\text{C}$), ke kterým je přiřazena příslušná hodnota tepelné ztráty, výkonu a příkonu TČ při dané teplotě venkovního vzduchu.

$$Q_{C,ROK} = 0,12 * V_{TV,ROK} \text{ [GJ]} \quad (1)$$

→ Kde:

- $V_{TV,ROK}$ je množství roční spotřeby teplé vody [m^3]

Po dosazení do (1)

$$Q_{C,ROK} = 0,12 * 367,92 = \underline{\underline{44,15 \text{ GJ} = 12\,264 \text{ kWh}}}$$

b) Spotřeba tepla pro přípravu teplé vody

Výpočet množství tepla pro přípravu teplé vody vychází ze základního vztahu:

$$Q_{TV} = m_{TV} * c_p * (t_{TV} - t_{SV}) \quad (2)$$

→ Kde:

- m_{TV} je aktuální množství spotřebované teplé vody [kg]
- c_p je měrná tepelná kapacita vody [$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]
- t_{TV} je cílová teplota teplé vody, která vychází ze zásobníku [$^{\circ}\text{C}$]
- t_{SV} je teplota studené vody, která vchází z vodovodu do zásobníku [$^{\circ}\text{C}$]

Množství spotřebované teplé vody je každý den periodicky konstantní, měrná tepelná kapacita se v rozpětí používaných teplot mění zanedbatelně, je tedy také konstantní (hodnota $c_p = 4,186 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$), teplota výstupní teplé vody je celoročně stanovena na 48°C . Jedinou proměnnou je tedy teplota přicházející studené vody ve vodovodu – ta byla měřena každou hodinu. Postup výpočtu roční spotřeby tepla pro přípravu teplé vody je velmi podobný stanovování spotřeby tepla pro vytápění:

- Za použití vztahu (2) je pro každou hodinu vypočítáno dodané teplo pro přípravu stanoveného množství teplé vody v danou hodinu, která má přiřazenou vlastní teplotu vstupní studené vody. Příklad výpočtu pro jeden den je uveden v tabulce č. 6 (příloha 2B)..

Příklad dosazení hodnot do vztahu (2) pro první hodinu v roce (1. 1., 1:00)

$$Q_{TV, 1.hodina} = (21 * 1,77) * 4,186 * (48 - 8,8622) = \underline{\underline{6\,089,6 \text{ kJ} = 1,692 \text{ kWh}}}$$

→ Kde v součinu $(21 * 1,77)$ je první činitel (21) počet obyvatel v domě a druhý činitel (1,77) aktuální spotřeba teplé vody (v litrech) na jednoho obyvatele (údaj vychází z průměrné hodinové spotřeby teplé vody během dne uvedené ve zmíněném grafu č. 4 přílohy 1A).

- Takto vypočítané množství tepla spotřebované pro přípravu teplé vody pro každou hodinu v roce bylo sečteno.

$$Q_{TV,ROK} = \sum_{1}^{8760} Q_{TV,HODINA} \quad (3)$$

$$Q_{TV,ROK} = \underline{\underline{15\,592,9 \text{ kWh} = 56,13 \text{ GJ}}}$$

Spotřeba tepla pro přípravu teplé vody a rozvod cirkulace v jednotlivých měsících je uvedena v tabulce č. 7 (příloha 2B).

2.2.3 Vyhodnocení výpočtů

Celková spotřeba tepla pro vybraný objekt v uvažovaném, teplotně mírně podprůměrném, roce (Q_{BD}) je rovna součtu roční spotřeby tepla pro vytápění ($Q_{S,ÚT,ROK}$), přípravu teplé vody ($Q_{TV,ROK}$) a cirkulaci teplé vody ($Q_{C,ROK}$):

$$Q_{BD} = Q_{S,ÚT,ROK} + Q_{TV,ROK} + Q_{C,ROK} \quad (4)$$

$$Q_{BD} = 296,93 + 56,13 + 44,15 = \underline{\underline{397,21 \text{ GJ}}}$$

2.3 VÝPOČET SPOTŘEBY DODANÉ ENERGIE

Při použití zdroje tepla s tepelným čerpadlem je spotřebovávanou energií k výrobě tepla ta nejušlechtlejší – elektřina. Slouží zejména pro pohon kompresoru, který je hlavním komponentem celé technologie. Elektřina je technologií spotřebována i pro samotný provoz (regulační systém, další elektronická zařízení...), nicméně stěžejní údaj je spotřeba elektřiny pro výrobu tepla – celkový příkon zdroje tepla (P_{ZT}). Celkový příkon je součtem příkonu tepelného čerpadla a bivalentního zdroje. Příkon bivalentního zdroje – elektrokotle – je konstantní, hodnota příkonu je dána dodaným výkonem a účinností přeměny el. energie v tepelnou (ta se pohybuje u elektrokotle a přímotopných elektrických vložek vysoko, 99-99,5%); příkon tepelného čerpadla je s venkovní teplotou a dalšími provozními podmínkami proměnlivý. Odvíjí se tedy od podmínek, za jakých teplo o daném množství vyrábí.

2.3.1 Množství spotřebované el. energie pro vytápění

Tepelné čerpadlo pracuje dle nastavení jeho regulačního systému v režimu přednosti přípravy teplé vody před vytápěním. Prvotně tedy dodává svůj okamžitý topný výkon přes trojcestný rozdělovací ventil zásobníku teplé vody; zbývající část topného výkonu zařízení je k dispozici pro systém vytápění. S měnící se teplotou je potřebný topný výkon pro ÚT jiný, stejně tak okamžitý topný výkon a příkon el. energie tepelného čerpadla – z představené databáze (její část na obrázku č. 77) jsou tyto údaje zřejmé. Postup výpočtu množství tepla dodaného tepelným čerpadlem systému ÚT byl tedy následující:

- Z databáze je zjištěn potřebný výkon objektu v danou hodinu. ($Q_{ÚT}$)
- Z databáze je zjištěn okamžitý výkon tepelného čerpadla ($Q_{TČ}$); od této hodnoty je odečten výkon spotřebovaný prioritně pro přípravu teplé vody vč. cirkulace ($Q_{O,TV} + Q_{O,C}$) – získávám hodnotu výkonu k dispozici pro vytápění ($Q_{ÚT,TČ}$)
- Tepelné čerpadlo dodá systému vytápění potřebný výkon (v případě, že potřebný výkon přesahuje hodnotu dispozičního výkonu tepelného čerpadla, je spuštěn bivalentní zdroj a dodá soustavě rozdílový výkon ($Q_{ÚT,BIV}$)).
- Z poměru dodaného výkonu tepelným čerpadlem ($Q_{ÚT,TČ}$) ku jeho maximálnímu výkonu ($Q_{TČ}$) je z maximálního příkonu o daných podmínkách ($P_{TČ}$) odvozen poměrný příkon zařízení spotřebovaný pro vytápění ($P_{ÚT,TČ}$).

- Příkon bivalentního zdroje ($P_{\dot{U}T,BIV}$) je vychází z účinnosti přeměny elektrické v tepelnou energii, která je v konkrétním případě 99,2 %.
- Výpočet je opakován pro každou hodinu během topné sezóny, postup je neměnný. Na jeho konci jsou sečteny všechny hodinové hodnoty dodaného výkonu tepelným čerpadlem, případně bivalentním zdrojem, a odpovídající hodnoty příkonu.
- Vypočítaný výkon je dodáván vždy pro danou jednu hodinu, výsledky se tedy rovnají údajům množství spotřebovaného tepla a elektřiny v kWh.

Vyjádřeno rovnicemi:

$$Q_{\dot{U}T,T\check{C}} = Q_{T\check{C}} - Q_{O,TV} - Q_{O,C} \quad (5)$$

$$Q_{P,\dot{U}T} = Q_{\dot{U}T,T\check{C}} (+Q_{\dot{U}T,BIV}) \quad (6)$$

$$\frac{Q_{\dot{U}T,T\check{C}}}{Q_{T\check{C}}} = \frac{P_{\dot{U}T,T\check{C}}}{P_{T\check{C}}} \rightarrow P_{T\check{C},\dot{U}T} = \frac{Q_{\dot{U}T,T\check{C}}}{Q_{T\check{C}}} * P_{T\check{C}} \quad (7)$$

$$P_{\dot{U}T,BIV} = \frac{Q_{\dot{U}T,BIV}}{0,992} \quad (8)$$

- Následující příklad výpočtu za použití vztahu (5,6,7,8) byl proveden pro 19. hodinu 8. 1. (kdy musel být spuštěn bivalentní zdroj). Vstupní hodnoty pro výpočet celkového příkonu (vč. výkonu tepelného čerpadla potřebného pro přípravu teplé vody a ztrát cirkulace vycházející z aktuálních podmínek (použity vztahy (1, 2)) v danou hodinu jsou uvedeny v následující tabulce:

t_e	-4,5 °C
$Q_{P,\dot{U}T}$	22,205 kW
$Q_{T\check{C}}$	26,165 kW
$P_{T\check{C}}$	11,483 kW _e
t_{sv}	8,508 °C
m_{TV}	2,5 l /obyvatel

$$Q_{TV} = (21 * 2,5) * 4,186 * (48 - 8,508) = \underline{2,411 \text{ kW}}$$

$$Q_{C,HODINA} = 0,12 * V_{TV,HODINA} = 0,12 * \frac{21*2,5}{1000} = 6300 \text{ kJ} = 1,75 \text{ kWh}$$

→ okamžitý výkon pro jednu hodinu je $Q_C = 1,75 \text{ kW}$

$$Q_{\dot{U}T,T\check{C}} = 26,165 - 2,411 - 1,750 = \underline{22,004 \text{ kW}}$$

$$Q_{P,\dot{U}T} = Q_{\dot{U}T,T\check{C}} + Q_{\dot{U}T,BIV} \rightarrow Q_{\dot{U}T,BIV} = Q_{P,\dot{U}T} - Q_{\dot{U}T,T\check{C}} = 22,205 - 22,004 = \underline{0,201 \text{ kW}}$$

$$P_{\dot{U}T,T\check{C}} = \frac{22,004}{26,165} * 11,483 = \underline{9,657 \text{ kW}_e}$$

$$P_{\dot{U}T,BIV} = \frac{0,201}{0,992} = \underline{0,203 \text{ kW}_e}$$

Tímto způsobem byla pomocí nástrojů programu Excel zpracována všechna data, a údaje pro každou hodinu celé topné sezóny. Celkové výsledky šetření míry využití tepelného čerpadla a bivalentního zdroje, jejich dodaného výkonu (resp. spotřebovaného tepla v kWh) pro vytápění, spotřebovaného příkonu, průměrného topného faktoru samotného tepelného čerpadla a průměrného topného faktoru po započítání využití bivalentního zdroje po jednotlivých měsících je zaneseno do tabulky č. 8 (příloha 2B). Celková spotřeba primární energie pro vytápění v jednom roce ($P_{CELK.ÚT}$) je rovna součtu spotřebovaného příkonu obou zdrojů:

$$P_{CELK.ÚT} = P_{ÚT,TČ,TS} + P_{ÚT,BIV.TS} = 31\,350 + 2\,264,6 = \underline{\underline{33\,599,66\text{ kWh}_e}}$$

2.3.2 Množství spotřebované el. energie pro přípravu teplé vody a cirkulaci

Při výpočtu příkonu spotřebovaného pro přípravu teplé vody a rozvod její cirkulace se vychází z okamžitých hodnot dodaného tepla po hodinách (tedy hodnotě potřebného dodaného výkonu) a jmenovitého příkonu, který přísluší dané hodině. Postup výpočtu je velmi podobný, jako je popsán v bodě 2.3.1:

- Je vyhodnocen potřebný topný výkon dodaný pro přípravu teplé vody a cirkulaci ($Q_{O,TV}$ a $Q_{O,C}$), dle vztahů (1) a (2)
- Z poměru dodaného výkonu tepelným čerpadlem ($Q_{TV+C,TČ}$) ku jeho maximálnímu výkonu ($Q_{TČ}$) je z maximálního příkonu o daných podmínkách ($P_{TČ}$) odvozen poměrný příkon zařízení spotřebovaný pro přípravu teplé vody a cirkulaci ($P_{TV+C,TČ}$).
- Bivalentní zdroj (v podobě přímotopných el. topných jednotek vložených v bojlerech) je v provozu pouze při plánované odstávce tepelného čerpadla (např. pro servis), či při extrémně vysokých venkovních teplotách (nad 30 °C), kdy jeho technologie jde do poruchy. V daném roce to činí 20 konkrétních hodin. Účinnost přímotopných jednotek je uvažována na 99,5%
- Výpočet je opakován pro každou hodinu během topné sezóny, postup je neměnný. Na jeho konci jsou sečteny všechny hodinové hodnoty dodaného výkonu tepelným čerpadlem, případně bivalentním zdrojem, a odpovídající hodnoty příkonu.

Výpočet dle rovnic (1) a (2) již byl demonstrován v předcházejících bodech; postup výpočtu příkonu tepelného čerpadla a bivalentního zdroje je taktéž totožný jako v bodě 2.3.1. Výsledky celkové spotřeby el. energie jsou uvedeny spolu s dalšími statistickými údaji v tabulce č. 9 (příloha 2B).. Celková spotřeba primární energie pro přípravu teplé vody a cirkulace v jednom roce ($P_{CELK.TV+C}$) je rovna součtu spotřebovaného příkonu obou zdrojů:

$$P_{CELK.TV+C} = P_{TV+C,TČ,ROK} + P_{TV+C,BIV.ROK} = 9\,399,9 + 83,8 = \underline{\underline{9\,483,7\text{ kWh}_e}}$$

2.3.3 Teoretická úprava provozu tepelného čerpadla

Tento bod posuzuje teoretickou úpravu provozu tepelného čerpadla. V dalších výpočtech a částech této práce nebude tato úprava zohledněna.

Při prvním dimenzování a výběru velikosti tepelného čerpadla byl jako bezpečnostní rezerva uvažovaný provoz pouze 20 hodin denně – uměle jsem tím zvýšil požadavek na okamžitý výkon zařízení, a zároveň se technologii drahého zařízení snažím „šetřit“. V případě uvedení této teorie do praxe, by musely být upraveny některé propočty množství vyrobeného tepla tepelným čerpadlem, a jím spotřebovanou el. energií.

Co by se tedy stalo s množstvím vyrobeného tepla a spotřebované energie pro přípravu teplé vody a rozvod cirkulace? Hodiny mimo provoz tepelného čerpadla by byly ty noční, s v podstatě nulovým odběrem, doba mezi 2. a 5. hodinou ranní. Vzhledem k tomu, že je uvažováno konstantní a pevně dané množství spotřebované teplé vody během dne, množství spotřebované teplé vody odpovídající pro dobu odstávky by se rozložilo mezi ostatní denní hodiny, a s tím ruku v ruce množství spotřebovaného tepla a el. energie. Z hlediska teplé vody a její cirkulace by tedy ke změně ve výpočtech spotřeb nedošlo.²⁰

Jinak by to bylo v systému vytápění. Obecně, nejnižší venkovní teploty jsou v noci, právě v době, kdy je uvažováno přerušení provozu tepelného čerpadla. V těchto hodinách je tedy tepelná ztráta objektu vyšší. Při odstavení tepelného čerpadla by veškerý výkon musel pokrýt bivalentní zdroj, čímž se podstatně zvýší jeho podíl na celkovém množství vyrobeného tepla a spotřebované el. energie.²¹ Navíc, jak bylo již mnohokrát opakováno, tepelné čerpadlo prvotně dodává výkon pro systém přípravy teplé vody. Již vypočítaný okamžitý výkon se v některých hodinách zmíněným rozložením spotřeby teplé vody zvýší, a dle popsané metodiky se tedy v důsledku sníží okamžitý výkon k dispozici pro vytápění. Případné výkonové nedostatky by pokryl bivalentní zdroj (elektrokotel), čímž by se ještě dále zvýšil podíl jeho zapojení a dodaného tepla resp. spotřebované el. energie. Po přepočítání by podíl bivalentního zdroje vzrostl z 2,72% na 12,26%, a celkový průměrný topný faktor během topné sezóny klesl z 2,455 na 2,136. (průměrný topný faktor samotného tepelného čerpadla v režimu vytápění by byl stejně jako v případě přípravy teplé vody ovlivněn pozitivně; ve výsledku je však toto zlepšení v podstatě pouze statistickým údajem)

V tento moment by bylo nutné vypracovat studii optimalizace provozu případně pouze nechat rozhodnout provozovatele, zda se toto negativní ovlivnění (které může

²⁰ Došlo by k pozitivnímu ovlivnění průměrného topného faktoru, se kterým tepelné čerpadlo pracuje pro přípravu teplé vody – topný faktor je horší v době nízkých venkovních teplot; nejnižší venkovní teploty jsou během nočních hodin a právě v těchto hodinách by tepelné čerpadlo bylo odstaveno.

²¹ Tento negativní vliv by se dal zmírnit nastavením režimu tepelného čerpadla pro výrobu tepla „do rezervy“; přetopit akumulační nádobu během hodiny před plánovaným odstavením, a s využitím její základní funkce pokrýt alespoň část potřebného výkonu. Navíc, během noci se dá hodnota potřebného výkonu snížit nastavením „nočního útlumu“ vnitřní teploty o 3-5°C.

být při skutečném provozu zmírněno – viz poznámka pod čarou na předcházející straně²¹⁾ vyplatí ve prospěch ušetření technologie tepelného čerpadla až o navrhovaných 16,7% provozních hodin.

2.3.4 Vyhodnocení výpočtů

Pro celkový roční příkon zdroje tepla ($P_{ZT,ROK}$). platí vztah:

$$P_{ZT,ROK} = P_{CELK.ÚT} + P_{CELK.TV+C} = P_{ÚT,TČ,TS} + P_{ÚT,BIV.TS} + P_{TV+C,TČ,ROK} + P_{TV+C,BIV.ROK}$$

$$P_{ZT,ROK} = 31350 + 2264,6 + 9399,9 + 83,8 = \underline{\underline{43\,083,4\,kWh_e}}$$

Pro roční provoz zdroje tepla pro bytový dům za stanovených podmínek je nutné dodat necelých **43,1 MWh** elektrické energie.

2.4 ANALÝZA EKONOMICKÉ VÝHODNOSTI ZŘÍZENÍ VLASNTÍHO ZDROJE TEPLA

V tomto bodě jsou uvedeny údaje směřující k vyhodnocení ekonomického přínosu zdroje tepla z hlediska investičních a provozních nákladů v porovnání se stávajícím zdrojem tepla – centrálním zásobováním tepla. Vycházím z předložených výpočtů spotřeb tepla a elektřiny, platných statistických údajů ohledně ceny energií (cena tepla z CZT, cena elektrické energie), investičních nákladů spojených s realizací projektu, a dalších přidružených nákladů pro provoz a servis. Je uvažován předpoklad, již zmíněný v úvodu bodu 2.2, že vypočítaná spotřeba tepla byla instalací nového zdroje tepla spolu s nastavením regulačního systému a zlepšením stavu domovních rozvodů (zejména izolací) snížena o min. 8% oproti stávajícímu stavu. V závěru, za použití nástrojů finanční analýzy (metoda čisté současné hodnoty a vnitřního výnosového procenta) byl projekt v navrhovaném rozsahu posouzen.

2.4.1 Vyčíslení stávajících provozních nákladů

Stávající provozní náklady jsou vyvozeny z ceny tepla²² v dané lokalitě a množství spotřebovaného tepla. Cena tepla je uvedena vč. DPH „na sekundáru“, tedy o cenu na vstupu do objektu odebírajícího teplo (ta se liší od ceny „na primáru“, kde se jedná o cenu tepla z primárních rozvodů; pro úplnost, rozdíl ceny „na sekundáru“ a „na primáru“ byl v roce 2013 pro Ostravu 99,7 Kč na GJ). Následující tabulka č. 10 popisuje základní vstupní údaje k danému objektu s informacemi o spotřebách tepla a provozních nákladech.

Roční provozní náklady za teplo pro stávající stav – zdroj tepla z CZT jsou:

$$E_{CZT,ROK} = \underline{\underline{236\,449\,Kč}}$$

²² Cena tepla byla převzata ze stránek <http://energostat.cz/>. Využit byl údaj nejaktuálnější – z roku 2014. Nutno podotknout, že cena tepla pro Ostravsko, tedy lokalitu mnou uvažovaného bytového domu s upravovaným zdrojem tepla, je jedna z nejnižších v celé republice.

VSTUPNÍ ÚDAJE	HODNOTA JEDNOTKA	POZNÁMKA
Počet bytů	8 bytů	
Počet uživatelů	2,6 osob / byt 21 osob	dle urbanistických statistik
Roční spotřeba ÚT	89 652,78 kWh/rok 322,75 GJ/rok	
Roční náklady na ÚT	172 671 Kč/rok	vč. DPH
Roční spotřeba teplé vody	17,5 m³/rok/os. 367,92 m³/rok	
Měrná potřeba tepla na přípravu TV (vč. cirkulace)	0,32 GJ/m³	
Roční spotřeba tepla na přípravu TV (vč. cirkulace)	33 113,9 kWh/rok 119,21 GJ/rok	
Roční náklady na přípravu TV	63 777 Kč/rok	mimo surovinu, vč. DPH
Roční spotřeba tepla celkem	122 767 kWh/rok 442,0 GJ/rok	
Cena tepla (údaj z roku 2014, pro Ostravu)	535 Kč/GJ	vč. DPH
Provozní náklady celkem	236 449 Kč/rok	vč. DPH

Tabulka č. 10 – Vyčíslení ročních provozních nákladů za teplo pro stávající stav.

2.4.2 Vyčíslení provozních nákladů navrhovaného zdroje tepla

Jak již bylo uvedeno, po realizaci úpravy zdroje tepla, došlo v objektu ke snížení spotřeb tepla pro vytápění a přípravu teplé vody (a cirkulace)²³. Tabulka č. 11 zhodnocuje rozdíl v celkové spotřebě tepla před a po uvedení nového zdroje tepla do provozu.

TEPELNÁ BILANCE OBJEKTU PO VYBUDOVÁNÍ VLASTNÍHO ZDROJE TEPLA		
VSTUPNÍ ÚDAJE	HODNOTA JEDNOTKA	POZNÁMKA
Roční spotřeba ÚT	82 479 kWh/rok 296,9 GJ/rok	Snížení o 8% vlivem řádné regulace a motivované obsluhy
Roční spotřeba teplé vody	367,92 m³/rok	
Měrná potřeba tepla	0,27 GJ/m³	Snížení o 15% vlivem odpojení od centrálního systému (snížení max. teploty teplé vody).
Roční spotřeba tepla pro přípravu teplé vody (vč. cirkulace)	27 856,9 kWh/rok 100,3 GJ/rok	
Roční spotřeba tepla celkem	110 336 kWh/rok 397,2 GJ/rok	
Roční úspora tepla vlivem vybudování vlastního zdroje tepla	44,7 GJ/rok	Což činí 10,1 % původní celkové roční spotřeby tepla

Tabulka č. 11 – Tepelná bilance objektu po vybudování vlastního zdroje tepla.

²³ Spotřeby tepla po uvedení nového zdroje tepla do provozu byly přesně propočítány (bod 2.2); Hodnoty spotřeb stávajícího stavu byly určeny tak, aby vypočítané spotřeby byly o 8% resp. 15% nižší.

Po započítání vlivů upravující spotřebu tepla došlo k uspoření až 10,1% původní celkové roční spotřeby tepla, což odpovídá rozdílovému množství tepla:

$$Q_{\text{ROZDÍL}} = \underline{\underline{44,7 \text{ GJ/rok}}}$$

Pro provozní náklady pro tepelné čerpadlo a bivalenci elektrokotlem (resp. elektrickými topnými vložkami v zásobnících teplé vody) je stěžejní cena elektřiny. V naší zemi existuje několik tarifních skupin, a tepelné čerpadlo jako zdroj tepla spadá do tarifu D55d respektive D56d²⁴ (dle data jeho spuštění). Sazba D56d je dvoutarifová sazba pro vytápění s tepelným čerpadlem uvedeným do provozu po 1. 4. 2005 a operativním řízením doby platnosti nízkého tarifu po dobu 22 hodin. Jako poskytovatel byla vybrána firma ČEZ, jejíž aktuální ceny jsou obsaženy v následující tabulce (č. 12).

	CENA ZA 1 MWh
NÍZKÝ TARIF	2 355,83 Kč
VYSOKÝ TARIF	2 655,26 Kč
JISTIČ:	MĚSÍČNÍ PLATBA
do 3x10 A; 1x25A včetně	233,02 Kč
nad 3x10 A do 3x16 A včetně	324,98 Kč
nad 3x16 A do 3x20 A včetně	385,48 Kč
nad 3x20 A do 3x25 A včetně	461,71 Kč
nad 3x25 A do 3x32 A včetně	568,19 Kč
nad 3x32 A do 3x40 A včetně	690,40 Kč
nad 3x40 A do 3x50 A včetně	842,86 Kč
nad 3x50 A do 3x63 A včetně	1 041,30 Kč
nad 3x63 A za každý 1 A	15,25 Kč
k ceně se připočte navíc 80,56 Kč	

Tabulka č. 12 – Aktuální ceny firmy ČEZ – dodavatel elektřiny pro vybraný BD.

Vzhledem k základnímu provoznímu nastavení tepelného čerpadla (provoz bez odstávek či nočních útlumů, viz bod 2.3.3), byla spočítána průměrná cena elektřiny na 1 MWh (22 hodin s cenou nízkého tarifu, 2 hodiny vysokého tarifu) na 2380,7 Kč. K této hodnotě musí být připočítán poplatek za jistič, který musí být instalován s novým zdrojem tepla, a dimenzován pro jeho maximální příkon. Při současném provozu tepelného čerpadla, plného výkonu elektrokotle (provoz elektrických topných vložek v těchto případech bude z kapacitních důvodů blokován – nedojde k současnému provozu obou bivalentních zdrojů a tepelného čerpadla), oběhových čerpadel a dalšího elektronického zařízení bude teoretický maximální příkon 43 kWe (tepelné čerpadlo - 12 kW, elektrokotel 30,2 kW, necelý 1 kW pro ostatní zařízení). Dle vztahu pro maximální příkon trojfázového jističe je vypočítána jeho velikost:

²⁴ V době tvorby této práce (4/2016) došlo k legislativní úpravě a sazby D55d a D56d byly sloučeny ke skupině D57d spolu s dalšími úpravnými kritérii. V předložené práci tato úprava zahrnuta není.

$$P = 3 * U * I \rightarrow I = \frac{P}{3*U} \quad (9)$$

→ Kde:

- P je příkon soustavy [W]
- U je velikosti fázového napětí (230 V)
- I je velikost proudu (tedy velikost hlavního jističe) [A]

Po dosazení do (9):

$$I = \frac{43\,000}{3*230} = \underline{\underline{62,3\,A}}$$

Do průměrné ceny elektřiny (2,38 Kč/kWh) tedy musí být připočítána výše měsíčních plateb za jistič, tj. 12x 1041,3 Kč. Po rozložení výsledné výše platby za celý rok na spotřebované kWh elektřiny, je průměrná cena elektřiny 2,67 Kč/kWh.

Po určení ceny elektřiny na spotřebovanou kWh, nic nebrání výpočtu ročních provozních nákladů nového zdroje tepla s tepelným čerpadlem $E_{TČ,ROK}$. Výpočet je shrnut v tabulce č. 13.

TEPELNÉ ČERPADLO VZDUCH/VODA+BIVALENCE ELEKTŘINA		
VSTUPNÍ ÚDAJE	HODNOTA JEDNOTKA	POZNÁMKA
Roční potřeba tepla pro vytápění	82 479,3 kWh/rok	vč. bivalentního zdroje Ø během topné sezóny
Topný faktor (TČ vč. biv) pro ÚT	2,455 -	
Spotřeba el. TČ	31 335,0 kWh _e /rok	
Spotřeba - bivalentní zdroj	2 264,6 kWh _e /rok	
Roční potřeba tepla pro přípravu teplé vody (vč. cirkulace)	27 856,9 kWh/rok	vč. bivalentního zdroje Roční průměr
Topný faktor (TČ vč. biv) pro TV+C	2,964 -	
Spotřeba el. TČ	9 399,9 kWh _e /rok	
Spotřeba - bivalentní zdroj	83,8 kWh _e /rok	
Průměrná cena elektřiny	2,67 Kč/kWh _e	Složená cena vč. DPH
Roční náklady na pohon TČ (ÚT+TV+C)	108 762 Kč/rok	
Roční náklady na biv. zdroj (ÚT+TV+C)	6 270 Kč/rok	
Roční náklady ostatní (servis, údržba)	9 101 Kč/rok	
Roční náklady celkem	124 133 Kč/rok	vč. DPH

Tabulka č. 13 – Roční provozní náklady nového zdroje tepla (vč. bivalentních zdrojů)

Provozní náklady tvoří pouze cena „paliva“ (elektřiny). V položce „Roční náklady ostatní“ jsou zahrnuty další položky, a to pro servis a rutinní dohled²⁵ (částka 6000 Kč/rok) a také náklady pro provoz oběhových čerpadel:

²⁵ Nejedná se o obsluhu, protože strojovna s tepelnými čerpadly nevyžaduje obsluhu. Zařízení je monitorováno přes internet a v případě poruchy je vyslán signál a zajistí se servis. Předpokládá se jen občasná vizuální prohlídka zařízení.

- Č1, v provozním bodě max. 98 W; provoz 5376 hodin/rok
- Č2, v provozním bodě max. 48 W, provoz 5376 hodin/rok
- Č_{CIRK} v provozním bodě max. 43 W, provoz 8760/rok

→ Celkem **3 101 Kč**

Roční provozní náklady nového zdroje tepla s tepelným čerpadlem jsou:

$$E_{TČ,ROK} = \underline{\underline{124\ 133\ Kč}}$$

2.4.3 Roční úspora a prostá návratnost

Roční úspora provozních nákladů změnou zdroje tepla je:

$$E_{Ú,ROK} = E_{CZT,ROK} - E_{TČ,ROK} = 236\ 449 - 124\ 133 = \underline{\underline{112\ 316\ Kč}}$$

Prostá návratnost investice (ROR_T – Rate of Return) tkví v porovnání výše investice s roční úsporou. Dle orientačního propočtu nákladů (příloha 1C) se investiční náklady (IN) vyšplhají na 1 262,87 tis. Kč vč. DPH.

$$ROR_T = \frac{IN}{E_{Ú,ROK}} \quad (10)$$

$$ROR_T = \frac{1262,87}{112,316} = \underline{\underline{11,2\ let}}$$

Předpokládaná životnost hlavního zařízení zdroje tepla je v rozmezí 15-20 let (záleží na skutečném provozním režimu), a proto je vypočítaná prostá návratnost 11,2let příznivá. **Z tohoto hlediska by bylo doporučeno do nového zdroje tepla investovat.**

2.4.4 Posouzení metodou čisté současné hodnoty a vnitřního výnosového procenta

Jakýkoli investiční záměr je nutné analyzovat finančními nástroji, které mohou být velmi podstatnými ukazateli, zda se investovat vyplatí. Jedním z těchto nástrojů je určení Čisté současné hodnoty (NPV – Net Present Value) a vyjadřuje celkovou současnou (diskontovanou) hodnotu peněžních toků v souvislosti s investicí – základním rysem této metody je zohlednění faktoru času.

Vstupními parametry použité ve výpočtu je výše investice (IN), roční úspora (výnos; $E_{Ú,ROK}$), délka hodnoceného období (předpokládaná životnost zařízení, n), roční růst cen energie, a diskontní sazba (r).

- $IN = \underline{\underline{1262,87\ tis.\ Kč}}$
- $E_{Ú,ROK} = \underline{\underline{112,32\ tis.\ Kč}}$
- $n = \underline{\underline{20\ let}}$
- Za roční růst energie je dosazen odhadovaný trend globálního růstu energií pro rok 2016, který je 3,2%
- Diskontní sazba je 1,04 %

Výpočet NPV je obsažen v tabulce č. 14 na str. 62

Výše diskontní sazby²⁶ byla určena dle pravidel obsažených v dokumentu závazného vzoru Energetického posudku (dle vyhlášky č. 480/2012 Sb.) vydaného Ministerstvem životního prostředí v souvislosti s podporou z Operačního programu Životní prostředí 2014 - 2020 (OPŽP); strana 22 bod (4).

VÝPOČET NPV		
Roční výnos: (tis. Kč/rok)		112,3
Diskont	2,5%	1,025
Růst ceny energie	3,2%	1,032
Počáteční výše investice: (tis. Kč)		1262,9
Hodnocené období – počet let (n)	Měnící se roční úspora	Míra růstu/poklesu roční úspory
	Součin roční úspory a míry jejího růstu/poklesu	Podíl diskontu/růstu ceny energie vzhledem k předcházejícímu roku
0	112,316	1,000
1	114,717	0,979
2	117,169	0,959
3	119,674	0,939
4	122,233	0,919
5	124,846	0,899
6	127,515	0,880
7	130,241	0,862
8	133,025	0,844
9	135,773	0,827
10	138,773	0,809
1. - 10. rok provozu	Σ 1264,06 Kč ≥ IN	Reálná doba návratnosti
11	141,740	0,792
12	144,770	0,776
13	147,865	0,760
14	151,026	0,744
15	154,254	0,728
16	157,552	0,713
17	160,920	0,698
18	164,36	0,683
19	167,874	0,669
20	171,462	0,655
Σ Celková úspora (E_{CELK})	2825,9	
NPV = E _{CELK} – IN = 2825,9 – 1 262,9		
NPV = 1563,0 tis. Kč		> 0 projekt je ziskový

Tabulka č. 14 – Výpočet NPV

²⁶ Diskontní sazba je jedna z úrokových sazeb stanovovaných Českou národní bankou. Jedná se o úrokovou míru, kterou garantuje pro zhodnocení uložených prostředků jiným bankám – jedná se o kompenzační nástroj znehodnocování peněz s časem (inflací apod.). Vysvětlení na konkrétní situaci: V případě uložení prostředků (ve výši předpokládané investice do vlastního zdroje tepla) do banky, která garantuje tuto minimální diskontní sazbu, budou prostředky meziročně o tuto sazbu zhodnocovány. V případě, že tyto prostředky budou investovány (utraceny), k žádnému zhodnocování těchto prostředků po sledovanou dobu nedojde – jednoduše řečeno „investor přichází o peníze, které mohl uložením v bance vydělat“. Ve výpočtu čisté současné hodnoty se tedy jedná o „negativně“ ovlivňující parametr. Naopak, růst ceny energie funguje v pozitivním smyslu, neboť se zvyšuje každoroční výše úspory.

Pro výpočet NPV bylo využito vztahu:

$$NPV = \sum_{t=0}^n CF_t (1 + r)^{-t} - IN \quad (11)$$

→ Kde:

- CF_t jsou veškeré peněžní toky (Cash Flow) v jednotlivých letech
- n je doba životnosti (20 let)
- $(1+r)$ je tzv. „odúročitel“, který je v konkrétním případě pozitivní, neboť růst ceny energie je vyšší než diskontní sazba.

Závěr výpočtu NPV je zjištění ziskovosti celé investice, a to velmi výrazné, vzhledem k její původní výši. Výsledek šetření vč. vnitřního výnosového procenta je zapsán v tabulce č. 15 na str. 63.

Vnitřní výpočtové procento (IRR – Internal Rate of Return) je ukazatel pro relativní výnos, který projekt během sledované doby (doby jeho životnosti) ročně poskytuje. Je vypočítán pomocí vztahu:

$$0 = \sum_{t=0}^n \frac{CF_t}{(1+IRR)^t} \quad (12)$$

→ Kde:

- CF_t jsou veškeré peněžní toky (Cash Flow) v jednotlivých letech
- n je doba životnosti (20 let)

Peněžní toky v jednotlivých letech jsou jednoduše sledované – v roce realizace investice (0. rok) je minus 1262,87 tis. Kč a v každém následujícím roce po dobu 20 let je plus 112,316 tis. Kč. Za pomoci funkce „MÍRA.VÝNOSTNOSTI“ programu Microsoft-Excel byla vypočítána na **6,25%**, což je velmi příznivý údaj.

VÝSLEDEK ANALÝZY EKONOMICKÉ VÝHODNOSTI			
Význam	Symbol	Hodnota	Jednotka
Investiční výdaje projektu (náklady na vlastní zdroj tepla)	IN	1 262,9	tis. Kč
Přínos projektu (úspora provozních nákladů)	EÚ,ROK	112,3	tis. Kč
Doba hodnocení	-	20,0	roky
Roční růst cen energie	-	3,2%	-
Diskont		1,04%	-
Σ Celková úspora	E _{CELK}	2825,9	tis. Kč
Prostá doba návratnosti	ROR _T	11,2	roky
Reálná doba návratnosti	ROR _S	10,0	roky
Čistá současná hodnota	NPV	1 563,0	tis. Kč
Vnitřní výnosové procento	IRR	6,246%	-
PROJEKT JE:		<u>ziskový</u>	

Tabulka č. 15 – Výsledek analýzy ekonomické výhodnosti

Za povšimnutí také stojí údaj „Reálná doba návratnosti“, která se oproti prosté návratnosti snížila. Je to zapříčiněno faktem meziročního růstu roční úspory (výnosu) realizací projektu; a to protože stanovená diskontní sazba je nižší, než roční růst energií.

2.4.5 Vyhodnocení výpočtů

Za použití nástrojů finanční analýzy bylo zjištěno, že investice, o daných vstupních parametrech **je výnosná**. Po vyčíslení tohoto výnosu je předvídatelný následující závěr: investice do vlastního zdroje s tepelným čerpadlem je oproti stávajícímu systému centrálního zásobování teplem pro majitele výhodná. **I z tohoto hlediska by bylo doporučeno do nového zdroje tepla investovat.**

2.5 REÁLNÁ CENA TEPLA Z TEPELNÉHO ČERPADLA

V následující části bude na předloženém modelovém příkladu vypočítána celková cena tepla za GJ vyrobeného tepelným čerpadlem (CT_{TC}) k porovnání se stávajícím systémem CZT. Jedná se o cenu složenou – **nejedná** se pouze o jednoduchý podíl provozních nákladů a vyrobeného tepla.

2.5.1 Položky promítající se do ceny tepla z vlastního zdroje

Soupis relevantních položek:

- Provozní náklady na pohon tepelného čerpadla: **108 762 Kč/rok**
- Provozní náklady bivalentního zdroje: **6 270 Kč/rok**
- Provozní náklady ostatní: **9 101 Kč/rok**
- Opravy: **15 000 Kč/rok**
- Postupná obměna veškerého zařízení, která po uplynutí 20 let (teoretická životnost zařízení) dosáhne 100% původní výše investice: **1262,9 tis. Kč**
- Investice zatížena úvěrem s úrokovou mírou (na 15 let): **1,9%**

2.5.2 Výpočet jednotkové ceny tepla z vlastního zdroje

Každá položka uvedená v bodě 2.5.1 bude rozložena a vztažena vzhledem k vyrobenému množství tepla v GJ (jednotka zachována pro předmětnost a porovnání s cenou ze systému CZT). Množství tepla vyrobeného novým zdrojem tepla je:

$$Q_{BD} = \underline{\underline{397,21 \text{ GJ/rok}}}$$

- Provozní náklady na pohon tepelného čerpadla: $108\,762 \text{ Kč/rok} = \mathbf{273,8 \text{ Kč/GJ}}$
- Provozní náklady bivalentního zdroje: $6\,270 \text{ Kč/rok} = \mathbf{15,8 \text{ Kč/GJ}}$
- Provozní náklady ostatní: $9\,101 \text{ Kč/rok} = \mathbf{22,9 \text{ Kč/GJ}}$
- Opravy, seřízení: $15\,000 \text{ Kč/rok} = \mathbf{18,9 \text{ Kč/GJ}}$
- Postupná obměna veškerého zařízení, která po uplynutí 20 let (teoretická životnost zařízení) dosáhne 100% původní výše investice:
 $1262,9 \text{ tis. Kč/20 let} = \mathbf{158,9 \text{ Kč}}$
- Investice zatížena úvěrem s úrokovou mírou (15 let): $1,9\% = \mathbf{31,8 \text{ Kč}}$

Po sečtení všech položek vychází cena tepla vyrobeného navrhovaným zdrojem tepla s tepelným čerpadlem:

$$CT_{T\check{c}} = 522,1 \text{ Kč/GJ}$$

2.5.3 Vyhodnocení výpočtu

Cena vychází z výpočtových hodnot a metod předložených výše; ty obsahují velké bezpečnostní rezervy, dá se tedy tvrdit, že se jedná o cenu tepla na horní hranici možností. I přesto, že očekávám, že skutečným provozem např. po využití akumulční schopnosti zdroje tepla – tedy omezení četnosti startů kompresoru a celé technologie, extrémní venkovní podmínky budou zmírněny apod. – budou výpočtové hodnoty výrazně příznivější, tak se při provozu mohou vyskytnout další nečekané a skryté výdaje; proto docházím k tomuto závěru:

Tepelné čerpadlo jako zdroj tepla pro bytový dům je vhodné uvažovat pouze v regionech s cenou tepla nad 550 Kč/GJ.

Na základě provedeného výzkumu se tedy odvážím tvrdit, že tepelné čerpadlo jako zdroj tepla bytového domu **není vhodné** instalovat v těchto regionech: Pardubice, Chrudim, Hradec Králové, Plzeň, Havířov, **Ostrava**.²⁷ (platí-li uvedené ceny tepla „na sekundáru“ paušálně pro všechny bytové domy napojené na CZT)

Celý přehled cen tepla „na sekundáru“ (nejaktuálnější – rok 2014) v jednotlivých regionech je obsahem tabulky č. 16, na str. 66

Zároveň jsou tímto závěrem na základě předložených výpočtů zpochybněna tvrzení obou stran pomyslné barikády:

- výrobců tepelných čerpadel, kteří tvrdí cenu tepla **výrazně pod 500 Kč/GJ**,
- a provozovatelů CZT, kteří hlásají výhodnost tepelného čerpadla až při ceně tepla **nad 740 Kč/GJ**.

²⁷ Ústí nad Labem je na mnou určené hraniční hodnotě ceny tepla. Mezi „nevhodné“ regiony zahrnuto není, neboť cena tepla se může změnit (a vzhledem k tomu, že údaje jsou z roku 2014, tak se ke dnešnímu datu už změnila), navíc výhoda vlastního zdroje je v jisté nezávislosti na podmínky určujícím dodavatelé tepla.

PŘEHLED CEN TEPLA (Kč/GJ) vč. DPH			
MĚSTO	2014	DODAVATEL	HLAVNÍ PALIVO
Pardubice, Chrudim	428,0	Elektrárny Opatovice	Hnědé uhlí
Hradec Králové	457,6	Tep. Hosp. Hradec Králové	Hnědé uhlí
Plzeň	490,4	Plzeňská teplárenská	Hnědé uhlí
Ostrava	535,0	Dalkia Česká republika	Černé uhlí
Havířov	535,0	Dalkia Česká republika	Černé uhlí
Ústí nad Labem	549,0	Tep. Hosp. Ústí nad Labem	Hnědé uhlí
Most	553,7	Severočeská plynárenská	Hnědé uhlí
Otrokovice	558,6	Tehos	Hnědé uhlí
Přerov	559,5	Tepl. Přerov	Černé uhlí
Písek	561,0	Teplárna Písek	Hnědé uhlí
Litvínov	570,5	Severočeská plynárenská	Hnědé uhlí
České Budějovice	571,4	Teplárna České Budějovice	Hnědé uhlí
Praha	574,5	Pražská plynárenská	ZP+Černé uhlí
Chomutov	574,9	ČEZ Teplárenská	Hnědé uhlí
Sokolov	579,6	Sokolovská bytová	Hnědé uhlí
Příbram	580,0	Příbramská teplárenská	Hnědé uhlí
Teplíce	583,8	ČEZ Teplárenská	Hnědé uhlí
Zlín	591,8	Tepl. Zlín	Hnědé uhlí
Olomouc	599,0	Oltherm	Černé+hnědé uhlí
Prostějov	616,7	Dom.správa Prostějov	Zemní plyn
Karlovy Vary	621,0	Karlovarská teplárenská	Hnědé uhlí
Jílové	636,2	TERMO Děčín	ZP+geotermál.
Frýdek-Místek	644,0	Distep	Černé uhlí
Strakonice	649,3	Teplárna Strakonice	Hnědé uhlí
Tábor	653,2	Teplárna Tábor	Hnědé uhlí
Vsetín	661,3	Zásobování teplem Vsetín	Zemní plyn
Brno	665,9	Teplárny Brno	Zemní plyn
Opava	672,8	Opatherm	Zemní plyn
Jablonec nad Nisou	690,0	Jablonecká energetická	ZP+topný olej
Děčín	698,5	TERMO Děčín	ZP+geotermál.
Liberec	705,8	Teplárna Liberec	ZP+mazut

Tabulka č. 16 – Přehled cen tepla (Kč/GJ) vč. DPH

2.6 ENVIRONMENTÁLNÍ VYHODNOCENÍ

Pro environmentální posouzení přínosu realizace projektu bylo využito porovnání množství emisí produkovaného při použití stávajícího a nového způsobu dodávky tepla. Vzhledem k tomu, že je posuzován stav využití CZT po snížení energetické náročnosti budovy, a celková spotřeba tepla pro stávající a nový stav je odlišná pouze o 10,1 % (snížení realizací navrhovaného projektu, v rámci kterého nejsou další opatření pro snižování energetické náročnosti) je pravděpodobné, že environmentální přínos tepelného čerpadla v tomto případě bude záporný, neboť emisní faktory pro ušlechtilý energetický zdroj – elektřinu ze sítě – jsou vyšší než u energetických zdrojů využitých provozovatelem CZT.

2.6.1 Výpočet emisí

Způsob ekologického vyhodnocení se provádí jak metodou globálního hodnocení, tak metodou lokálního hodnocení.

Globální hodnocení je prováděno na bázi celospolečenského pohledu. Při změně dodávek energie, která je vyráběna v jiném místě, jsou do výpočtu zahrnuty emisní faktory vycházející, buď z konkrétních, nebo průměrných údajů o produkovaných znečišťujících látkách.

Lokální hodnocení je prováděno výhradně na bázi změn produkce znečišťujících látek ze zdrojů situovaných v lokalitě obce, ve které je umístěn předmět vyhodnocení. V konkrétním případě je provedeno pouze globální hodnocení, protože objekt je napojen na dálkové rozvody tepla ze systému CZT a na veřejnou el. síť. V místě (lokálně) tedy nevznikají v souvislosti s provozem budovy žádné škodliviny (vznikají pouze ve zdroji výroby tepla a ve zdroji výroby elektřiny).

Množství emisí CO₂, CO, SO₂, NO_x a tuhých znečišťujících látek je stanoveno podle emisních faktorů. Emisní faktory uvádí množství těchto látek, připadajícího na jednotku energie ve spalovaném palivu. Emisní faktory (koeficienty) jsou shrnuty v tabulce č. 17, na str. 67

EMISNÍ KOEFICIENTY							
	Palivo / nositel energie		Tuhé látky	SO ₂	NO _x	CO	CO ₂
	Druh	Dodavatel	kg/GJ	kg/GJ	kg/GJ	kg/GJ	kg/GJ
Zdroj	CZT	systémový zdroj	0,009331	0,258561	0,136614	0,015465	109,6
	elektřina z veřejné sítě	ČEZ	0,02591	0,489376	0,415698	0,0393	294,4

Tabulka č. 17 – Emisní koeficienty (zdroj www.mzp.cz)

Výpočty produkovaných emisí znečišťujících látek byly provedeny na základě těchto emisních koeficientů a množství spotřebovaného tepla. Pro stávající stav je roční spotřeba tepla celkem:

$$Q_{BD,CZT} = \underline{\underline{442,0 \text{ GJ/rok}}}$$

Pro nový navrhovaný stav je roční spotřeba tepla celkem:

$$Q_{BD} = \underline{\underline{397,2 \text{ GJ/rok}}}$$

Výsledky výpočtů jsou zaneseny do tabulky č. 18, na str. 68

Znečišťující látka	Stávající stav	Posuzovaný návrh	Rozdíl	
	[t/rok]	[t/rok]	[t/rok]	%
Tuhé znečišťující látky (TZL)	0,00412	0,01029	+0,00617	+149,5 %
SO ₂	0,11428	0,19438	+0,08010	+70,1 %
NO _x	0,06038	0,16512	+0,10474	+173,5 %
CO	0,00684	0,01561	+0,00877	+128,7 %
PM ₁₀	0,00412	0,00875	+0,00462	+112,1 %
PM _{2,5}	0,00412	0,00566	+0,00154	+37,3%
prekurzory sek. PM _{2,5}	0,03811	0,06910	+0,03099	+81,3%
Emise primár. prekursorů sekundárních částic (EPS)	0,04223	0,07476	+0,03253	+77,0 %
CO ₂	48,43	116,96	+68,52885	+141,5%

Tabulka č. 18 – Výpočet množství produkovaných emisí (t/rok)

Pro výpočet emisí primárních PM_{2,5} z emisí TZL byl použit přepočten z TZL dle přílohy č. 2 metodického pokynu odboru ochrany ovzduší Ministerstva životního prostředí pro vypracování rozptylových studií podle § 32 odst. 1 písm. e) zákona č. 201/2012 Sb., o ochraně ovzduší, a pro výpočet emisí sekundárních PM_{2,5} se použijí emise SO₂, NO_x, a NH₃ násobené potenciálem tvorby sekundárních emisí PM_{2,5}, které jsou:

- 0,298 pro SO₂,
- 0,067 pro NO_x,
- 0,194 pro NH₃

Výsledné hodnoty jsou taktéž uvedeny v tabulce č. 18 výše.

2.6.2 Vyhodnocení výpočtu

Výsledek výpočtu je dle očekávání. Množství emisí sledovaných látek je výrazně vyšší oproti stávajícímu stavu. Hlavním důvodem je srovnatelná spotřeba tepla (pouze o 10,1% méně po instalaci nového zdroje tepla) a vyšší emisní koeficienty pro ušlechtilou formu energie. Opačná situace by nastala v případě, že by snížení energetické náročnosti (zateplení, celková revitalizace, výměna oken atd., které musí předcházet instalaci zdroje tepla s tepelným čerpadlem) bylo součástí navrhované úpravy zdroje tepla.

Světlou stránkou může být fakt, že se nejedná o lokální navýšení emisních limitů, pouze globálních; neboť zařízení zdroje tepla – tepelné čerpadlo a elektrokotel – není přímým zdrojem žádných znečišťujících látek – zařízení není výrobního charakteru, jedná se v podstatě o spotřebič.

2.7 ZÁVĚR

Z předloženého vyhodnocení ekonomických a environmentálních hledisek instalace tepelného čerpadla jako nahrazení stávajícího systému CZT jakožto hlavního zdroje tepla bytového domu vyplývá:

- Nový zdroj tepla oproti stávajícímu „ušetří“ 47,5% původních provozních nákladů.
- Investicí do nového zdroje tepla se sníží celková spotřeba tepla objektu o 10,1%.
- Reálná návratnost investice je příznivá – 10 let.
- Projekt je ziskový, s vysokým procentem vnitřního výnosu – 6,25%.
- Vypočítaná reálná cena tepla pro odběratele je oproti stávajícím platbám za teplo mírně příznivá – 522,1 Kč/GJ (oproti původním 535 Kč/GJ).
- Nemalou výhodou předloženého řešení je nezávislost na provozovateli CZT.
- Z globálně environmentálního hlediska však instalace nového zdroje tepla přínosná nebude.

2.8 SEZNAM PŘÍLOH K 2. ČÁSTI

- **Příloha 2A** – Grafy
- **Příloha 2B** – Tabulky

ZÁVĚR

Na modelovém příkladu menšího bytového domu byl demonstrován postup návrhu projektu úpravy zdroje tepla s metodickým popisem dimenzování všech komponent zdroje tepla. Byla srovnána dostupná data o spotřebách a cenách energií a pomocí nástrojů finanční analýzy byla zhodnocena rizika či výhodnost celé investice. Nakonec byl srovnán environmentální přínos prostřednictvím výpočtů s emisními koeficienty jednotlivých znečišťujících látek pro dané druhy zdrojů tepla.

I přes snahu se co nejvíce přiblížit reálným hodnotám dodávaného výkonu, spotřebě tepla, spotřebě elektrické energie a cenám jak energií, tak vlastního navrhovaného zařízení, nemohu tvrdit a zaručit, že při skutečných provozních režimech budou všechna výpočtová data odpovídat. Práce byla koncipována tak, aby reálným provozem došlo k ovlivnění v pozitivním smyslu. Při využití akumulčních schopností zdroje tepla, nastavením ekvitermní křivky do regulace tepelného čerpadla²⁸ a omezením provozních hodin tepelného čerpadla může být rozdíl i v konečné ceně tepla nezanedbatelný.

Závazkem této práce bylo objektivně posoudit přínos nahrazení centrálního zásobování teplem bytového domu vlastním zdrojem tepla s tepelným čerpadlem. Závazek, který se, jak myslím, podařilo vyplnit, a to díky od začátku vypracované projektové dokumentaci, která ctí pravidla oboru energetiky a platnou legislativu. V práci jsou obsaženy transparentní popisy metodiky návrhů a jednotlivých výpočtů, jsou otevřeně zmiňovány výhody i nevýhody navrhovaného řešení bez vyvíjeného protěžování té, či oné varianty. Nakonec, předložená čísla hovoří sama za sebe.

²⁸ Tímto krokem se velmi pozitivně ovlivní celá výkonová charakteristika vybraného tepelného čerpadla (která je v předložených výpočtech používána nezměněně). Teplota na výstupu – 50 °C – nebude provozována trvale, v akumulční nádobě bude udržován příznivější tepelný spád.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] ČSN EN 12 831. Tepelné soustavy v budovách – výpočet tepelného výkonu. 2005. Český normalizační institut. Praha. 76 s.
- [2] ČSN 06 0210. Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění. 1994. Český normalizační institut. Praha. 28 s.
- [3] ČSN 73 0540-3. Tepelná ochrana budov – Část 3: Návrhové hodnoty veličin. 2005. Český normalizační institut. Praha. 96 s.
- [4] ČSN 73 0540-4. Tepelná ochrana budov – Část 4: Výpočtové metody. 2005. Český normalizační institut. Praha. 60 s.
- [5] ČSN 73 0540-2. Tepelná ochrana budov – Část 2: Požadavky. 2011. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví. Praha. 56 s.
- [6] KAMINSKÝ, J.;VRTEK, M. *Obnovitelné zdroje energie*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1998. 102 s.
- [7] ČSN 75 5455. Výpočet vnitřních vodovodů. 2007. Český normalizační institut. Praha. 52 s.
- [9] Sbírka zákonů č. 194/2007. Vyhláška. 2007. Ministerstvo průmyslu a obchodu. Praha. 8s.
- [9] Technické zařízení budov, stavebnictví, úspory energie [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupný z WWW: < <http://www.tzb-info.cz/> >.
- [10] Odborné poradenství a informace ohledně tepelných čerpadel [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupný z WWW: < <http://www.abeceda-cerpadel.cz/> >.
- [11] Energetika v ČR a EU: Informace, data, komentáře, zákony [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupný z WWW: < <http://energostat.cz/> >.
- [12] Článek: „Historie a vývoj tepelných čerpadel v ČR a EU” [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupný z WWW: < <http://www.asb-portal.cz/tzb/vytapeni/historie-avyvoj-tepelných-cerpadel-vcr-aeu> >.
- [13] Výroba a prodej tepelných čerpadel Alpha Innotec [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupný z WWW: < <http://www.alpha-innotec.de> >.
- [14] Výpočet velikosti expanzní nádoby [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupný z WWW: < <http://www.regulus.cz/cz/vypocet-velikosti-expanzni-nadoby> >.
- [15] Článek: „Nenechte se napálit, aneb levné teplo z tepelných čerpadel není zadarmo“ [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupný z WWW: < <http://www.naseteplo.cz/?id=1525> >.
- [16] Business encyklopedie. [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupný z WWW: < <https://managementmania.com/cs/> >.
- [17] Přehled výrobků a ceník tepelných čerpadel Alpha Innotec [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupný z WWW: < http://www.tepelna-cerpadla-ait.cz/file_upload/cely-sortiment-alpha-innotec.pdf >.

- [18] Výroba a prodej oběhových čerpadel Wilo [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupný z WWW: < www.wilo.cz/ >.
- [19] Výroba a prodej teplovodních kotlů Dakon [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupný z WWW: < <http://www.dakon.cz/> >.
- [20] Výroba a prodej ventilů a servopohonů Esbe [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupný z WWW: < <http://www.esbe.cz/> >.
- [21] Výrobce ohřívačů vody a bojlerů DZ Dražice [online]. [cit. 2016-04-30]. Dostupný z WWW: < <http://www.dzd.cz/cs> >.

SEZNAM TABULEK

PŘÍLOHA 1B

TABULKA č.	NÁZEV
1	Požadované doporučené součinitele prostupu tepla dle ČSN 73 0540-2
2	Minimální intenzita výměny vzduchu dle ČSN EN 12 831
3	Výpočet potřebného tepelného výkonu – výsledná tabulka
4	Počet dní v jednotlivých měsících v roce, kdy průměrná venkovní denní teplota klesla pod 13 °C – výpočet dle Vyhlášky č. 194/2007 Sb. (platí pro první rok provozu nového zařízení)
5	Vývoj průměrných denních teplot v přechodných měsících prvního roku provozu tepelného čerpadla
6	Přehled období provozu zdroje tepla pro vytápění
7	Výpočet množství spotřebovaného tepla pro přípravu teplé vody a rozvod cirkulace pro jeden typický den
8	Hodnoty výtokových jednotek a jmenovitých výtoků pro výtokové armatury
9	Určení průměru potrubí (PPR, PN20) podle výtokových jednotek LU

PŘÍLOHA 2B

TABULKA č.	NÁZEV
1	Průměrné denní teploty v jednotlivých měsících, během celého roku a topné sezóny.
2	Výpočtový průměrný topný faktor v jednotlivých měsících, během topné sezóny a během celého roku.
3	Četnost výskytu vybraných teplot během jednotlivých měsíců
4	Příklad vyhodnocení potřeby tepla pro vytápění objektu. Zdrojem hodnot je předem vypracovaná „databáze“ hodnot tepelné ztráty, aktuálního výkonu a příkonu (z nichž je propočítán COP) pro příslušnou venkovní teplotu.
5	Spotřeba tepla pro vytápění objektu (QS,ÚT)
6	Příklad výpočtu množství spotřebovaného tepla pro přípravu teplé vody pro jeden den
7	Spotřeba tepla pro přípravu teplé vody a rozvod cirkulace v jednotlivých měsících (QTV a QC)
8	Výsledné hodnoty spotřeb tepla a elektřiny hlavního i bivalentního zdroje tepla spolu s údaji o průměrném topném faktoru samotného tepelného čerpadla a celkového topného faktoru, se kterým pracoval systém pro vytápění objektu.
9	Výsledné hodnoty spotřeb elektřiny hlavního i bivalentního zdroje tepla spolu s údajem o průměrném topném faktoru pro systém přípravy teplé vody a její cirkulace

TABULKY V TEXTU

TABULKA č.	NÁZEV
10 (str. 58)	Vyčíslení ročních provozních nákladů za teplo pro stávající stav.
11 (str. 58)	Tepelná bilance objektu po vybudování vlastního zdroje tepla.
12 (str. 59)	Aktuální ceny firmy ČEZ – dodavatel elektřiny pro vybraný BD.
13 (str. 60)	Roční provozní náklady nového zdroje tepla (vč. bivalentních zdrojů)
14 (str. 62)	Výpočet NPV
15 (str. 63)	Výsledek analýzy ekonomické výhodnosti
16 (str. 66)	Přehled cen tepla (Kč/GJ) vč. DPH
17 (str. 67)	Emisní koeficienty (zdroj www.mzp.cz)
18 (str. 68)	Výpočet množství produkovaných emisí (t/rok)

SEZNAM GRAFŮ

PŘÍLOHA 1A

GRAF č.	NÁZEV
1	Ceny dálkového tepla vč. DPH (1994-2014).
2	Hrubý vývoj počtu instalací tepelných čerpadel
3	Tepelný výkon bytového domu
4	Spotřeba teplé vody na obyvatele během dne
5	Celkový tepelný výkon bytového domu
6	Topný faktor
7	Bod bivalence
8	Znázornění využití zdroje tepla.
9	Ekvitemní křivka.

PŘÍLOHA 2A

GRAF č.	NÁZEV
1	Průběh venkovních teplot během celého roku
2	Průběh teplot studené vody ve vodovodu během celého roku

PŘÍLOHY